



Tiago Daniel Heliodoro Franco **Optimização de uma estrutura para absorção de energia de impacto**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Professor Doutor Filipe Miguel Horta e Vale Teixeira-Dias, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

*«Uns confiam em carros e outros em cavalos, mas nós faremos menção do
nome do Senhor, nosso Deus.»*

Rei David, Salmos 20:7.

o júri

presidente

Professor Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo
Professor Associado da Universidade de Aveiro

Professora Doutora Marta Cristina Cardoso Oliveira
Professora Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

Professor Doutor Filipe Miguel Horta e Vale Teixeira-Dias
Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro

agradecimentos

Ao professor Teixeira-Dias pela aposta e a confiança depositada em mim, num gesto que me foi totalmente inesperado. Também pelo acompanhamento constante, motivação, e por assegurar óptimas condições de trabalho.

Ao Vítor Miranda pelo acompanhamento on e off the record e ajuda dedicadíssima, que gastou tanto de si mesmo para manter o rumo deste trabalho. Também pela ajuda com a escrita, que muito contribuiu para a legibilidade do texto e dignificação da língua de portuguesa.

Ao Alexandre Rodrigues por ter aceitado colaborar neste trabalho, e investir uma parte importante do seu projecto de final de curso nesta parceria. Também pelo respeito e paciência Phileas Foggianas em matéria de prazos. À data em que escrevo estas linhas já posso dizer: Parabéns pela nota do trabalho e pela conclusão do curso!

Aos colegas dos laboratórios II e III de Mecânica computacional, a saber, Marisa, Mariana, Raquel, Joana e Vasanthavel, pela entreaajuda em momentos importantes e disponibilidade constante para tornar os últimos seis meses em mais do que apenas trabalho e produtividade.

Ao João Oliveira pela disponibilidade constante para ajudar com os recursos informáticos e por alguns conselhos bem acertados. Também pelos subsídios de bom ambiente e boa disposição, recebidos em doses quase diárias.

Ao professor Gil Campos pela ajuda e tempo entregues de boa vontade na resolução de alguns problema de software que impediram o início normal do trabalho.

Ao professor António Bastos pela ajuda providencial em conteúdos que não são referidos nesta tese, mas que foram essenciais para que a colaboração com o Alexandre chegasse a bom porto.

Aos colegas de curso que são quase família, uma data de irmãos mais velhos. Eles sabem quem são. Brindemos a isso. Saúde!

Às pessoas com quem me cruzei no Grupo Bíblico Universitário, pela amizade, ajuda, testemunho e inspiração. Por terem uma dose grande de responsabilidade na revisão do meu cosmos, no qual Deus recebe com o mesmo agrado o trabalho do filantropo e do engenheiro.

Aos pais e irmão pelo apoio, compreensão e confiança, de tal forma grandes que me sinto insuficiente para o reconhecer por completo nesta altura (talvez daqui a uns anos já tenha uma noção melhor). Também pelo sacrifício financeiro – a dadas alturas, violento holocausto velho-testamentário – que já dura há dezassete anos. À família, que inclui tia, primos e avós, porque todos eles foram importantes na caminhada até aqui.

Agradeço a Deus por na Sua misericórdia, não abandonar este Seu filho à sua sorte. Por agir de formas misteriosas, desconcertantes, imperceptíveis. Imperceptíveis sim, mas que age, lá isso age.

palavras-chave

Crashworthiness, impacto, absorção, energia, estrutura, automóvel, Abaqus

resumo

A partir de um modelo automóvel proposto por um designer foram modeladas, em *software* CAD comercial, estruturas compatíveis para o chassis e para a carroçaria, seguindo algumas das práticas usadas na indústria automóvel.

A estrutura modelada foi sujeita a testes de simulação numérica, usando o ABAQUS, um *software* comercial que usa o Método dos Elementos Finitos. Foram usados dois materiais, um aço e um alumínio, de modo a poder tomar uma decisão sobre o material mais apropriado, considerando a performance e o custo financeiro.

Foi feita a análise estática da estrutura, de modo a determinar a sua rigidez à torção. Compararam-se os resultados obtidos com valores de referência de modelos de automóveis comercializados actualmente.

A estrutura foi também objecto de análise dinâmica, de modo estudar o *crashworthiness*. Esta análise consistiu em simulações de impacto frontal, seguindo os procedimentos da EuroNCAP. Os dados das simulações foram analisados sob os vários critérios de *crashworthiness* existentes, nomeadamente a capacidade de absorção de energia da estrutura, as acelerações e a intrusão no habitáculo dos passageiros.

Através dos resultados da análise dinâmica, a estrutura foi modificada geometricamente, de modo a otimizar a sua capacidade de absorção de energia de impacto e a garantir a segurança dos passageiros.

keywords

Crashworthiness, impact, absorption, energy, structure, automotive, Abaqus

abstract

From as automobile model proposed by a designer, a chassis and body compatible structure was modeled using commercial CAD software, following some of the automotive industry strategies .

The modeled structure was subject of numeric simulation testes, using ABAQUS, a commercial software that uses the Finite Element Method. Two materials have been used, steel and aluminum, allowing to choose the most proper material, regarding performance and financial cost.

The structure's static analysis has been made, in order to compute the torsional stiffness. The results were compared with reference values of automobiles currently available in market.

The structure was also object of dynamic analysis, in order to study its crashworthiness. This analysis consisted of frontal impact simulations, following the EuroNCAP procedures. Simulation data was analyzed according to several crashworthiness criteria, namely, energy absorbing capacity, accelerations e passenger space intrusion.

Through dynamic analysis results, structures's geometry was modified, in order to optimize its absorption capacity of impact energy and do assure passenger's safety.

Conteúdo

I	Enquadramento e Objectivos	3
1	Introdução	5
1.1	Introdução	5
1.2	Colaboração com o designer	5
1.3	Objectivos	6
1.4	Guia de leitura	6
1.5	Terminologia utilizada	7
2	Estado da Arte	9
2.1	Introdução histórica [1]	9
2.2	Impacto e <i>crashworthiness</i>	13
2.3	Espumas metálicas	17
2.3.1	Propriedades	17
2.3.2	Processos de fabrico	18
2.3.3	Aplicações	19
2.4	Estruturas para absorção de energia de impacto	20
II	Análise Numérica	25
3	Estudo de caso	27
3.1	Modelo automóvel	27
3.1.1	Conceito de <i>design</i>	27
3.1.2	Desenvolvimento do conceito de <i>design</i>	28
3.2	Proposta inicial para a estrutura	28
4	Análise estática	33
4.1	Introdução	33
4.2	Rigidez à torção	33
4.2.1	Modelação dos materiais	33
4.2.2	Modelação por elementos finitos	34
4.2.3	Apresentação de resultados	35
4.3	Discussão intermédia dos resultados	36
5	Análise dinâmica	39
5.1	Introdução	39
5.2	Modelação dos materiais	39
5.3	Modelação por elementos finitos	40
5.4	Resultados – Estrutura de aço	42
5.4.1	Descrição do impacto	42

5.4.2	Absorção de energia	42
5.4.3	Intrusão no habitáculo dos ocupantes	43
5.4.4	Acelerações	44
5.5	Resultados – Estrutura de Alumínio	47
5.5.1	Descrição do impacto	47
5.5.2	Absorção de energia	47
5.5.3	Intrusão no habitáculo dos ocupantes	49
5.5.4	Acelerações	49
5.6	Comparação de Resultados	50
6	Optimização	59
6.1	Introdução	59
6.2	Conclusões da análise dinâmica	60
6.3	Optimização do chassis	61
6.4	Resultados – Estrutura de aço	61
6.4.1	Descrição do impacto	61
6.4.2	Absorção de energia	62
6.4.3	Intrusão no habitáculo dos ocupantes	62
6.4.4	Aceleração	63
6.5	Resultados – Estrutura de Alumínio	64
6.5.1	Descrição do impacto	64
6.5.2	Absorção de energia	64
6.5.3	Intrusão no habitáculo dos ocupantes	64
6.5.4	Aceleração	65
6.6	Comparação de resultados	66
6.7	Inclusão de espuma de Alumínio	71
6.7.1	Introdução	71
6.7.2	Modelação numérica	71
6.7.3	Resultados	73
6.8	Valores de rigidez da estrutura otimizada para o impacto	75
III	Conclusões gerais	81
7	Considerações finais	83
7.1	Conclusões gerais	83
7.2	Trabalho Futuro	84
A	Curvas tensão-deformação reais	87

Optimização de uma estrutura para absorção de energia de impacto

~Tiago Franco~



Junho de 2008

Conteúdo

Parte I

Enquadramento e Objectivos

Capítulo 1

Introdução

Neste primeiro Capítulo faz-se o enquadramento do trabalho, apresentam-se os objectivos globais, e o guia de leitura, de modo facilitar a leitura e compreensão dos capítulos seguintes.

1.1 Introdução

As normas que regem a indústria automóvel são cada vez mais rigorosas relativamente a questões ambientais e de segurança. É consensual que a qualidade de vida nas cidades é bastante degradada pelos efeitos indesejados dos veículos, que afectam a qualidade do ar, produzem ruído e ocupam espaço. Por estes motivos, parte do estudo e da inovação no ramo automóvel tem sido dedicados à redução do peso dos veículos, através do uso de materiais mais leves, que sejam também recicláveis. Com a redução de peso dos veículos é possível utilizar motorizações menos prejudiciais ao meio ambiente. No entanto, construir veículos mais pequenos e mais leves pode trazer problemas no que diz respeito ao comportamento do veículo em situações de impacto. Deste modo, uma escolha criteriosa dos materiais e a optimização dos componentes estruturais é fundamental. O uso de *software* de modelação CAD/CAE acelera bastante este processo, permitindo controlar as variáveis que influenciam o comportamento de um veículo, como a geometria dos componentes ou as propriedades dos materiais, e obter resultados numéricos bastante próximos dos experimentais.

1.2 Colaboração com o designer

Este trabalho foi feito em colaboração com Alexandre Rodrigues, um aluno do BSc em *Automotive Product Design* da Universidade de Bolton, do Reino Unido. Esta colaboração consistiu numa divisão de tarefas, de modo a conciliar de uma forma proveitosa as duas áreas de conhecimento: o *design* e a engenharia.

O designer desenvolveu o conceito para um modelo automóvel. Partindo de uma ideia pensada para um público alvo bem identificado, o designer desenvolveu o modelo de um automóvel que satisfizesse as necessidades deste público a um preço realista. Para alcançar este objectivo, efectuou uma escolha criteriosa de componentes e materiais, tentando preservar uma determinada relação preço/qualidade.

O ponto de contacto entre este trabalho e o do designer é a estrutura do automóvel. A estrutura de um automóvel não é um produto que possa ser comprado no mercado, já que tem

de ser compatível com o *design* do veículo. Assim sendo, o objecto de estudo deste trabalho foi o desenvolvimento de uma estrutura compatível com os requisitos do *designer*.

1.3 Objectivos

O estudo do impacto na indústria automóvel é necessário para que se possam cumprir as normas que asseguram a segurança dos passageiros. Uma alternativa válida à experimentação é a simulação numérica, a qual permite uma enorme poupança de logística, material, tempo e dinheiro, no desenvolvimento da estrutura do automóvel, conseguindo resultados próximos dos reais. Como tal, faz todo o sentido usar esta ferramenta no estudo do comportamento da estrutura de um automóvel em situações de impacto, de modo a fundamentar alterações que optimizem o seu desempenho: modificações na geometria, utilização de novos materiais, e aplicação de materiais alternativos, como as espumas metálicas.

De forma estruturada, os objectivos do trabalho aqui apresentado são os seguintes:

1. Modelação geométrica de uma estrutura adaptada ao modelo automóvel proposto pelo designer, e que esteja de acordo com a filosofia por este estabelecida;
2. Estudo do comportamento estático e dinâmico da estrutura, recorrendo ao método dos elementos finitos;
3. Optimização da estrutura através de alterações na sua geometria, da escolha de materiais e, eventualmente, da introdução de espuma metálica.

1.4 Guia de leitura

Capítulo 1 – Neste primeiro Capítulo faz-se o enquadramento do trabalho, apresentam-se os objectivos globais, e o guia de leitura, de modo facilitar a leitura e compreensão dos capítulos seguintes.

Capítulo 2 – Apresenta-se a revisão bibliográfica acerca dos desenvolvimentos e estudos existentes relativamente às áreas de estudo deste trabalho, nomeadamente a história do automóvel, os conceitos de impacto e *crashworthiness*, as espumas metálicas e as estrutura para absorção de energia.

Capítulo 3 – Expõe-se o conceito do veículo proposto pelo *designer* os vários desenhos que foram elaborados durante o seu desenvolvimento, incluindo o modelo final. Faz-se a modelação CAD da estrutura, tendo em conta os requisitos e as limitações impostas pelo *designer*.

Capítulo 4 – É feita a análise estática da estrutura proposta inicialmente para determinação da rigidez à torção. Interpretam-se e comparam-se os resultados com valores de referência.

Capítulo 5 – Faz-se a análise dinâmica da estrutura proposta inicialmente para o modelo automóvel, nomeadamente sujeitando-a a um impacto frontal, segundo a normas da EuroNCAP. Medem-se vários parâmetros relevantes para a avaliação de *crashworthiness*.

Capítulo 6 – Descreve-se o processo de modificação da estrutura, de modo a optimizar o seu comportamento durante o impacto e repete-se a análise dinâmica. Apresentam-se os resultados obtidos, assim como a comparação destes com os da estrutura inicial.

Capítulo 7 – Apresentam-se as principais conclusões do trabalho desenvolvido e respectivos resultados, assim como algumas propostas de trabalho a desenvolver no futuro.

Apêndice A – Apresentam-se as tabelas com os dados de curvas tensão-deformação reais dos materiais usados durante este trabalho.

1.5 Terminologia utilizada

Foram usados termos em língua estrangeira em situações em que não existisse uma tradução aproximada ou exacta para o português, ou se a tradução induzisse o leitor em erro. Sempre que ajudar à compreensão do texto, será indicada a tradução dos termos técnicos escritos em português.

Capítulo 2

Estado da Arte

Apresenta-se a revisão bibliográfica acerca dos desenvolvimentos e estudos existentes relativamente às áreas de estudo deste trabalho, nomeadamente a história do automóvel, os conceitos de impacto e crashworthiness, as espumas metálicas e as estrutura para absorção de energia.

2.1 Introdução histórica [1]

Ao longo da história do automóvel, foram surgindo várias soluções para a construção da estrutura do veículo. Algumas destas persistiram durante algum tempo, outras foram utilizadas só em alguns modelos. Segue-se um breve resumo da história da evolução da estrutura do automóvel.

O marco que permitiu o nascimento do veículo automóvel foi a invenção do motor de combustão interna. Como tal, nos primeiros automóveis, a ênfase era exclusivamente dedicada ao motor, já que a sua fraca potência, bem como a utilização meramente recreativa destes veículos não exigia grandes esforços ao nível do chassis, suspensão, direcção e travões. Não havendo conhecimento sobre estas áreas, o que se fazia em relação ao *chassis* era aplicar o que já se usava em carruagens puxadas por cavalos. De facto, os primeiros automóveis eram carroças adaptadas à locomoção por motor de combustão. Estas estruturas eram compostas por *chassis* de madeira, coberto com painéis também de madeira. O Ford T, na figura 2.1, foi um dos carros com uma estrutura deste tipo.

Por volta de 1900, devido a alguns desenvolvimentos na tecnologia de corte e estampagem de chapa, os painéis de madeira foram substituídos por chapas de aço ou Alumínio, que se tornaram mais fáceis de moldar. Este tipo de construção durou até 1910.

Em 1915, Hayes introduziu um chassis com funcionalidade estrutural, que podia ser produzido a preço mais baixo, tendo também a vantagem reduzir o ruído e as vibrações. Esta solução foi aplicada ao Ruler Frameless, construído com painéis tubulares que lhe conferiam a rigidez necessária, enquanto que os restantes componentes eram fixados ao chassis do veículo.

Na mesma altura, Edward Budd propôs um automóvel construído integralmente em aço, com várias chapas soldadas entre si. Esta opção tinha algumas limitações nas geometrias possíveis de utilizar, já que a tecnologia de estampagem ainda não estava tão desenvolvida que permitisse o fabrico de formas complexas. Por outro lado, para as conseguir fabricar eram necessários vários cordões de soldadura.

A inovação de Budd teve a importância de abrir o caminho para o grande passo seguinte no desenvolvimento de estruturas automóveis: o *chassis* monocoque, em que a carroçaria (a superfície

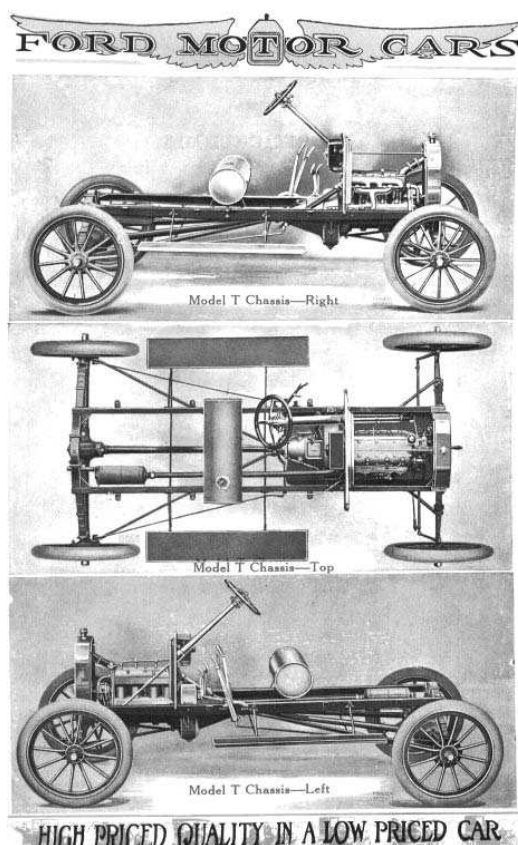


Figura 2.1: Estrutura de um Ford T, construída em madeira.

exterior) suporta as cargas impostas ao veículo.

O primeiro carro a utilizar este tipo de construção foi o Lancia Lambda (figura 2.2), de 1922, que era inspirado na estrutura dos barcos. A estrutura do Lambda era totalmente em aço e constituída por um esqueleto revestido por painéis de chapa de aço, que contribuíam significativamente para o aumento da rigidez do veículo.

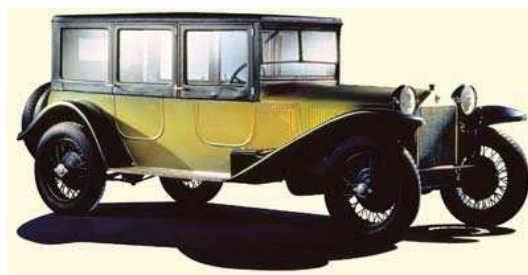


Figura 2.2: Lancia Lambda, de 1922.

Em 1935, a oficina Carrozzeria Touring desenvolveu o *Sistema Superleggera*: um chassi constituído por uma rede de vários tubos de pequeno diâmetro, em aço de liga Crómio-Molibdénio, soldados entre si. Este *chassis* era depois soldado às longarinas e coberto por painéis de Alumínio estampado que não tinham nenhuma função estrutural.

O advento da Segunda Guerra Mundial criou uma cisão nas estratégias das companhias automóveis americanas e europeias. Após a estagnação no desenvolvimento automóvel durante a



Figura 2.3: Estrutura monocoque do Citroën Traction Avant, de 1934.

guerra, as companhias americanas concentraram a sua actividade na melhoria da *performance* dos motores, deixando de parte a procura de redução de peso. Na Europa, a escassez de aço levou as empresas a desenvolver carros mais leves, recorrendo frequentemente ao uso de ligas de Alumínio para o fabrico de painéis e outros componentes.

A partir dos anos 50, houve um grande aumento na procura de automóveis, que promoveu a produção em grande escala. Uma das respostas a esta procura traduziu-se na difusão do *chassis* monocoque estampado de aço. Um dos automóveis que usou esta estrutura foi o Citroën Traction Avant, na figura 2.3. A matéria prima era barata, e o fabrico e montagem eram simples, resultando num carro com um custo de produção bastante baixo.

Na mesma altura, as marcas dedicadas a mercados mais restritos seguiram rumos bastante distintos. Em 1953, foi produzido o primeiro carro com carroçaria em fibra de vidro, que era encaixada num chassis de aço (figura 2.4), o Chevrolet Corvette.



Figura 2.4: Carroçaria do Chevrolet Corvette, de 1953.

Em 1959, a Maserati lançou o Tipo 60, um carro desportivo cujo chassis era uma rede de tubos soldados que formavam um esqueleto complexo. Os tubos eram feitos em aço de qualidade média, dimensionados para deformarem plasticamente de modo a que os cordões de soldadura não

fracturassem.

Durante os anos 60 do século XX, os produtores europeus adoptaram o uso generalizado das estruturas monocoque em aço. No entanto, ainda na década de 60 alcançaram-se alguns avanços em materiais compósitos e outros materiais alternativos.

Em 1962, a Lótus lançou o Elan, com um chassis em espinha (figura 2.5). Este chassis consistia num elemento oco central que suportava a maior parte das cargas, no qual estavam instalados o motor, a suspensão e a transmissão. Os painéis da carroçaria eram de fibra de vidro e estavam fixados ao chassis através de adesivos estruturais.



Figura 2.5: Chassis do Lotus Elan, de 1962.

Em Itália, entre 1963 e 1964, algumas marcas lançaram veículos citadinos cujos *chassis* monocoque usavam plásticos reforçados com fibra de vidro.

Os anos 70 foram marcados por duas tendências importantes. Uma foi a diversificação da oferta, devido às novas exigências da procura. A outra foi a preocupação com a redução de peso, devido à crise energética de 1973. Em 1975 foi assinada a CAFE (*Federal Corporate Average Fuel Economy*), a qual impunha aos modelos das marcas automóveis determinados valores de consumo de combustível. De modo a conseguir cumprir estes consumos, entre 1976 e 1982, a quantidade média de aço por veículo diminuiu de 1035 para 795 kg. Esta diminuição foi conseguida diminuindo a dimensão dos automóveis e usando os *chassis* monocoque em vez das estruturas do tipo carroçaria aplicada sobre o *chassis*.

Para além destas medidas, as marcas intensificaram a investigação em materiais alternativos. Em 1978, a Ford lançou um protótipo baseado no LTD (*Luxury Trim Decor*), construído integralmente em fibra de carbono, que conseguia uma redução de peso de 315 kg.

O protótipo VSS da Fiat (figura 2.6), baseado no Fiat Ritmo, retrocedeu ao velho modelo de estrutura do tipo carroçaria assente em chassis, no qual os painéis da carroçaria, em plástico, não tinham nenhum papel estrutural. Contudo, esta escolha foi feita para reduzir o peso do carro e proporcionar flexibilidade em termos da forma externa, produção e montagem.

Nos anos 80, as prioridades dos fabricantes automóveis estavam fortemente centradas na redução dos consumos e emissões devido às novas exigências ambientais. A estratégia para conseguir estes objectivos passava pela aplicação de materiais alternativos e pelo uso da electrónica. Também foram investigadas novas soluções para a estrutura de modo a contribuir para a diminuição do peso do *chassis* e, consequentemente, dos consumos.

Em 1984, a General Motors lançou o Pontiac Fiero (figura 2.7), com chassis em aço e painéis de carroçaria em chapa de aço estampada.

A estrutura principal era composta por três sub-*chassis* (frente, traseira e de fundo) soldados durante as primeiras fases da montagem. Os restantes membros eram ligados num único passo, que incluía a abertura de furos para o encaixe de peças. Eram usados cerca de 4000 pontos de soldadura. Os painéis exteriores eram montados no fim da linha de montagem. Apesar do Fiero não ter tido grande sucesso comercial, o conceito inovador da estrutura e o processo de montagem foram a base para os modelos que lhe seguiram.

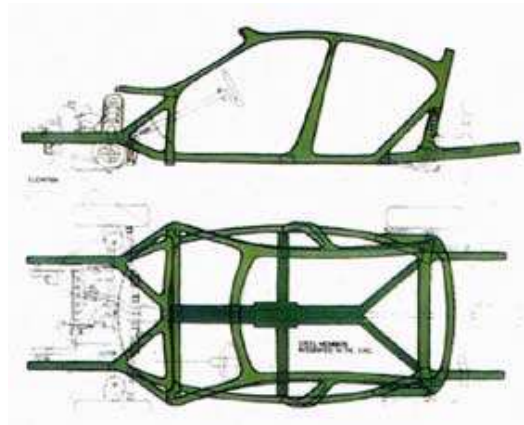


Figura 2.6: Chassis do Fiat VSS, de 1978.



Figura 2.7: Chassis e sub-chassis do Pontiac Fiero, de 1981.

Actualmente, o tipo de estrutura mais usado na indústria automóvel é o chassis monobloco 2.8. Neste tipo, não há diferenciação entre chassis e carroçaria, sendo que todos os elementos da estrutura contribuem significativamente para a rigidez.

2.2 Impacto e *crashworthiness*

O impacto é uma área de estudo muito vasta e que abrange diversos campos. A primeira divisão que se deve fazer na classificação do impacto está relacionada com a velocidade a que o impacto se dá. A tabela 2.1 descreve sucintamente as características de cada gama de velocidades.

Tabela 2.1: Impacto a várias gamas de velocidade [2].

Impacto a	Gama de velocidades [km/s]	Características
baixa velocidade	$v < 0.05$	Resposta estrutural elástica
média velocidade	$0.05 < v < 0.20$	Resposta plástica e deformação estrutural
alta velocidade	$0.20 < v < 3$	Pressão > Resistência Comportamento hidrodinâmico
alta velocidade	$3 < v < 12$	Comportamento hidrodinâmico e compressível
hiper velocidade	$v > 12$	Impacto explosivo Vaporização de sólidos



Figura 2.8: Chassis monobloco.

O impacto de um automóvel enquadra-se no impacto a média velocidade. Neste trabalho, o estudo ficará por este tipo de impacto, que por si só é já uma área bastante vasta e complexa.

O estudo do impacto pode ser realizado sob diferentes perspectivas. A perspectiva que se enquadra no âmbito deste trabalho é o *crashworthiness*. Esta área estuda a capacidade de um veículo proteger a integridade física dos ocupantes durante um impacto. Como tal, os parâmetros em estudo são indicadores do quanto o impacto afecta os ocupantes do veículo. Dentro do *crashworthiness*, ha diversas áreas de estudo, correspondentes aos diferentes tipos de impacto.

A grande referência na certificação da segurança dos automóveis em impacto, a EuroNCAP, avalia a segurança dos automóveis através de cinco testes: impacto frontal, impacto lateral, impacto lateral contra poste, protecção de crianças e atropelamento de peões. Neste trabalho só será estudado o impacto frontal.

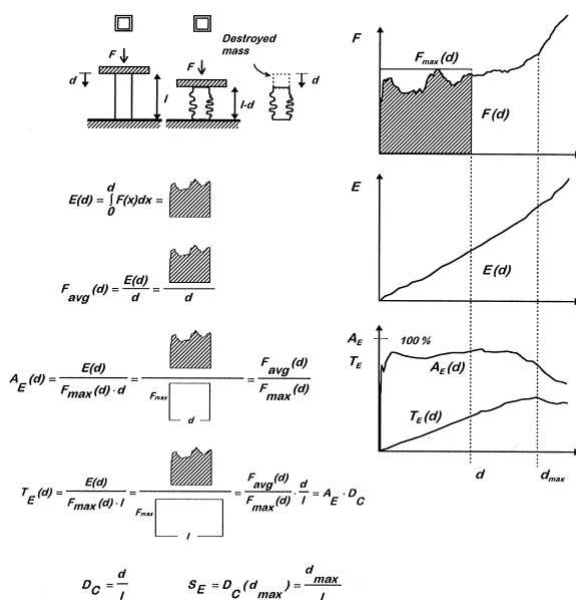


Figura 2.9: Grandezas em estudo durante o impacto [3] e seu interrelacionamento.

A figura 2.9 esquematiza, de uma forma encadeada, algumas das grandezas estudadas na área do *crashworthiness*. A força medida, F , é a que é exercida na estrutura ao deformá-la. O pico de força maior é a força máxima, F_{max} . A área abaixo da curva força-deslocamento, ou seja, a integração da força ao longo do deslocamento, é a energia absorvida, E . A força média, F_{avg} , é

a razão entre a energia absorvida durante o impacto e o comprimento deformado da estrutura, d . A eficácia de absorção de energia, A_E é a razão entre a energia realmente absorvida e a energia que seria absorvida se a deformação se desse a força constante igual à força máxima. A eficácia total, T_E , é a razão entre a energia realmente absorvida e a energia que seria absorvida se a deformação se desse a força constante igual à força máxima, e o valor do deslocamento fosse igual ao comprimento inicial do tubo [3].

Os estudos de *crashworthiness* classificam em quatro tipos as situações que podem causar danos aos passageiros de um automóvel durante um acidente [4]: aceleração demasiado elevada; deformação do compartimento dos passageiros; impacto com partes do interior do veículo e projecção dos passageiros para fora do veículo.

A pesquisa em biomecânica levou os investigadores da área do impacto a criar alguns critérios que quantificassem o dano que um acidente automóvel poderá causar aos ocupantes. A cabeça é a parte do corpo humano mais crítica, em caso de acidente, onde as lesões são mais graves e de mais difícil tratamento. Foram criados alguns critérios para medir a tolerância da cabeça à desaceleração. O mais famoso é o *Gadd Severity Index* (GSI), que é definido pela expressão

$$GSI = \int_0^T a^{2.5} dt < 1000 \quad (2.1)$$

em que, a é a desaceleração expressa em G 's, t é o tempo em microsegundos, e T é a duração do pulso em que a desaceleração é sentida. Mais recentemente, o GSI foi suplantado pelo *Head Injury Criterion* (HIC) que é, actualmente, considerado o critério que melhor avalia o dano na cabeça do sinistrado.

$$HIC = \max(t_2 - t_1) \left[\int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right]^{2.5} < 1000 \quad (2.2)$$

em que, t_1 e t_2 são os instantes inicial e final do pulso no qual o HIC atinge o seu valor máximo, e $a(t)$ é a aceleração em função do tempo.

O critério para lesões no tórax baseava-se inicialmente na desaceleração, mas chegou-se à conclusão que estaria mais directamente relacionado com a compressão do peito. Num adulto, considera-se que há lesões graves entre 32 a 40% de compressão. Nos Estados Unidos, a compressão máxima permitida num indivíduo adulto do sexo masculino é de 76 mm. Os órgãos alojados na caixa torácica são órgão vitais. Para esta zona do corpo, foi criado o *Thoracic Trauma Index*, TTI, que é definido pela expressão:

$$TTI = 0.5(G_r + G_{ls}) < 100 \quad (2.3)$$

em que, G_r é o maior ou o menor pico de aceleração, em G 's, ao nível das costelas, e G_{ls} é o pico de aceleração, em G 's, ao nível da zona lombar.

O *crashworthiness* tornou-se um objectivo fundamental no projecto de um automóvel. Actualmente, há a preocupação de que a maior parte possível das peças e estruturas contribuam de alguma forma para a protecção dos passageiros em caso de impacto.

Na figura 2.10 é apresentada a estrutura típica de um automóvel. A maior parte da energia de impacto é absorvida pelas longarinas superiores e inferiores, podendo também a suspensão desempenhar um papel importante se o impacto for contra um poste, a baixa velocidade. Os pilares A e B e as longarinas laterais servem para manter a integridade estrutural do compartimento dos passageiros. Estes elementos da estrutura devem deformar o mínimo possível. As partes do pilares localizadas no interior do habitáculo devem ser revestido com materiais que amortecem um eventual embate com a cabeça dos ocupantes. A absorção de energia de impacto pela estrutura de um automóvel dentro dos limites suportáveis pelo corpo humano, é particularmente difícil quando a frente dos veículos é curta, aumentando a intrusão no habitáculo. A solução dos fabricantes tem

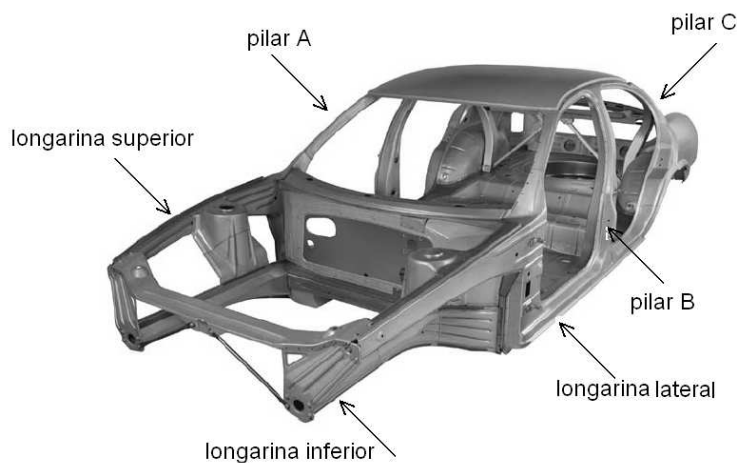


Figura 2.10: Elementos da estrutura de um automóvel [4].

sido implementar portas e pilares reforçados, fazendo do compartimento dos passageiros uma célula quase impenetrável. Alguns modelos têm também mecanismos que controlam o deslocamento de algumas peças, de modo a evitar a invasão do espaço dos passageiros. Os fabricantes também têm seguido a estratégia de projectar os componentes do interior do habitáculo, como o volante ou assentos, de forma a dotá-los de alguma capacidade de absorção de energia, aumentando a energia total absorvida pelo veículo num impacto.

A energia do impacto não tem que ser toda absorvida pelo veículo. Podem ser colocadas estruturas de absorção na estrada, principalmente em locais onde haja maior probabilidade de acidente rodoviário. A forma mais comum de protecção na estradas são os *rails*, que são tiras de chapa de aço galvanizada dobradas em *w* e fixadas em tubos (figura 2.11). Quando um veículo embate contra um *rail*, a energia é dissipada pela deformação da chapa, dos tubos de suporte e também pelo eventual arrancamento dos tubos das suas fundações.



Figura 2.11: Rails de protecção [5].

Em determinados troços da estradas que sejam propensos a acidentes com impacto frontal tais como, por exemplo, bifurcações e saídas de auto-estradas, a forma mais eficaz de absorver a energia do impacto consiste em colocar cisternas maleáveis cheias com água. Este sistema designa-se por *sistema de atenuação de impacto Connecticut* (figura 2.12).

Uma das opções em estudo e com claro potencial para melhorar as capacidades de absorção de energia de impacto é a aplicação de espumas metálicas em zonas estratégicas da estrutura do



Figura 2.12: Sistema de atenuação de impacto Connecticut [6].

automóvel.

2.3 Espumas metálicas

O uso de espumas metálicas está ainda pouco divulgado, contudo já foram criadas algumas aplicações promissoras, que exploram as melhores propriedades destes materiais. O preço e o facto de ainda não se controlarem perfeitamente os processos de fabrico, têm sido entraves à generalização da opção pelas espumas metálicas.

Banhart et al. [7] enumeram três grandes áreas nas quais as espumas metálicas poderão ser aplicadas, nomeadamente na indústria automóvel: construções ultra-leves, estruturas de absorção de impacto e isolamento acústico e térmico.

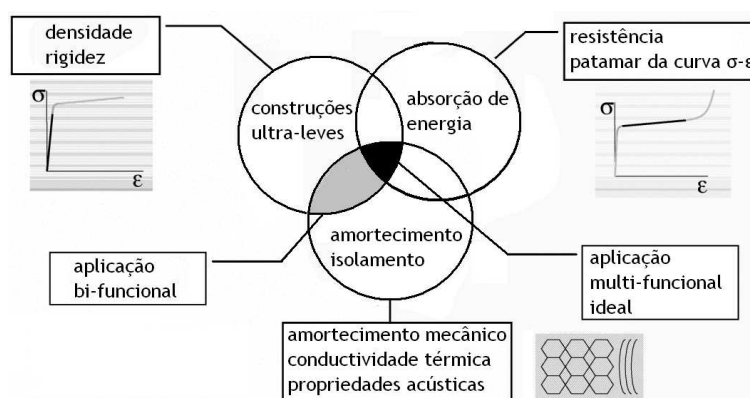


Figura 2.13: Áreas de aplicação das espumas de Alumínio de acordo com as suas propriedades [7].

2.3.1 Propriedades

A propriedade que torna as espumas metálicas uma opção atractiva para aplicação em veículos é a baixa densidade, que se traduz num material extremamente leve. Na tabela da figura 2.14, entre outras propriedades, pode ver-se a densidade relativa de algumas espumas de Alumínio disponíveis no mercado. A densidade relativa é a relação entre a densidade da espuma e a densidade do material que lhe deu origem.

A vantagem da aplicação das espumas metálicas em estruturas ultra-leves está relacionado com a possibilidade de preencher estruturas metálicas ocas, aumentando significativamente a rigidez e

Property, symbol [units]	Cymat	Alulight	Alporas	ERG	Inco
Material	Al-SiC	Al	Al	Al	Ni
Relative density, ρ/ρ_0	0.02–0.2	0.1–0.35	0.08–0.1	0.05–0.1	0.03–0.04
Structure	Closed cell	Closed cell	Closed cell	Open cell	Open cell
Young's modulus, E [GPa]	0.02–2.0	1.7–12	0.4–1.0	0.06–0.3	0.4–1.0
Poisson's ratio, ν	0.31–0.34	0.31–0.34	0.31–0.34	0.31–0.34	0.31–0.34
Compressive strength, σ_{cl} [MPa]	0.04–7.0	1.9–14.0	1.3–1.7	0.9–3.0	0.6–1.1
Tensile elastic limit, σ_y [MPa]	0.04–7.0	2.0–20	1.6–1.8	0.9–2.7	0.6–1.1
Tensile strength, σ_{UTS} [MPa]	0.05–8.5	2.2–30	1.6–1.9	1.9–3.5	1.0–2.4
Endurance limit, σ_e^c [MPa]	0.02–3.6	0.95–13	0.9–1.0	0.45–1.5	0.3–0.6
Densification strain, ε_D	0.6–0.9	0.4–0.8	0.7–0.82	0.8–0.9	0.9–0.94
Tensile ductility, ε_{UTS}	0.01–0.02	0.002–0.04	0.01–0.06	0.1–0.2	0.03–0.1
Fracture toughness, K_{IC} [MPa.m ^{1/2}]	0.03–0.5	0.3–1.6	0.1–0.9	0.1–0.2	0.6–1.0
Thermal conductivity, λ [W/m.K]	0.3–10	3.0–35	3.5–4.5	6.0–11	0.2–0.3
Resistivity, R [$10^{-8}\Omega\cdot m$]	90–3000	20–200	210–250	180–450	300–500

Figura 2.14: Propriedades físicas e mecânicas de várias espumas metálicas disponíveis no mercado

reduzindo o seu peso. Zarei et al. [8] comprovaram que um tubo de Alumínio preenchido com espuma de Alumínio consegue a mesma resistência à flexão que um tubo otimizado sem espuma, com uma redução no peso de 28.1%.

O potencial nas estruturas de absorção de impacto é grande já que o seu comportamento de deformação a tensão constante é ideal para melhorar o *crashworthiness* de um veículo (ver figura 2.15).

Como se pode observar no gráfico da figura 2.15, o comportamento da espumas de Alumínio durante o impacto caracteriza-se por três fases distintas. Uma primeira fase de regime elástico, seguida de uma fase de deformação plástica a tensão aproximadamente constante, e depois uma terceira fase designada densificação, na qual a espuma se comporta como o material base que lhe deu origem.

2.3.2 Processos de fabrico

Em relação ao fabrico das espumas de Alumínio, existem vários processos utilizados pelas empresas que comercializam estes materiais. Banhart et al. [7] apresentam uma panorâmica sobre o potencial das espumas de Alumínio, na qual inclui os processos de fabrico.

Existem três princípios para conseguir a formação de bolhas no metal derretido. Um é injectar gás no metal, outro é misturar no metal líquido compostos que entrem em ebulição devido à alta temperatura. O outro é precipitar os gases existentes no metal líquido sob a forma de bolhas. Actualmente, apenas os dois primeiros processos têm relevância tecnológica.

Uma segunda abordagem para a produção de espumas metálicas passa por fazer a espuma, não na fase líquida, mas preparando um precursor metálico, que tenha um agente formador de bolhas disperso uniformemente. Deste modo, a espuma é formada quando o precursor é fundido, transformação na qual o agente vaporiza, criando bolhas (figura 2.16). Este processo tem a

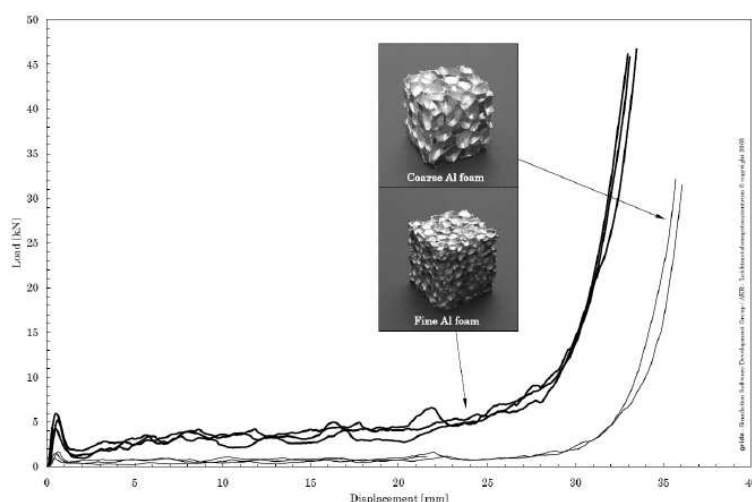


Figura 2.15: Ensaios de compressão uniaxial de dois provetes de espuma de alumínio com densidades diferentes [9].

vantagem de poder ser aplicado no preenchimento de peças geometricamente complexas.

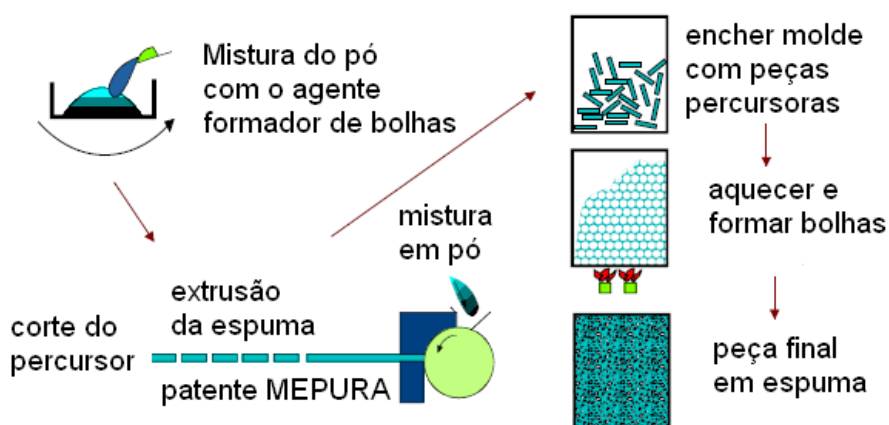


Figura 2.16: Preenchimentos de uma peça oca com espuma de Alumínio através de precursor metálico [10].

2.3.3 Aplicações

Uma das propostas mais arrojadas registradas até hoje da aplicação de espumas de Alumínio em automóveis é o protótipo da Karmman (figura 2.17), no qual o *chassis* é revestido com painéis do tipo sanduíche de espuma de Alumínio. Segundo a empresa, consegue-se um *chassis* dez vezes mais rígido e com metade do peso de um *chassis* equivalente em aço [11].

Cerca de 20% da estrutura de um automóvel poderia ser construída com estes painéis de espuma. Considerando um carro típico do segmento familiar, esta aplicação conseguiria uma poupança de peso na ordem dos 60 kg. Contudo, é consensual que as espumas de Alumínio ainda são uma opção monetariamente dispendiosa e, portanto, uma tamanha proporção de espuma tornaria o carro comercialmente inviável. Por enquanto, a melhor estratégia passa por aplicar

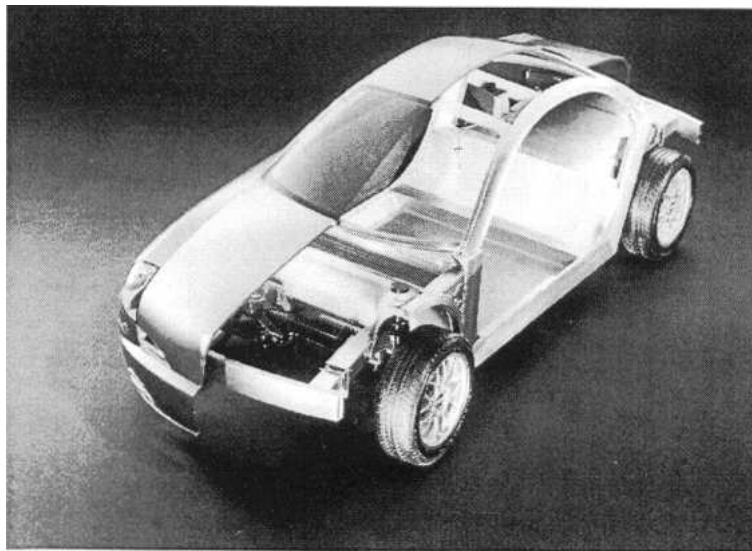


Figura 2.17: Protótipo da Karmann de um chassis revestido com painéis de espuma de alumínio.

espuma em pontos críticos do chassis, o que já é suficiente para introduzir melhorias significativas na rigidez e capacidade de absorção de energia da estrutura do veículo.

Na figura 2.18 pode ver-se o estrutura de um Audi A8 e as zonas onde se poderia aplicar espuma de Alumínio. Identificando os efeitos que se querem reforçar — resistência à torção, resistência à flexão, absorção de energia num impacto — e as zonas da estrutura mais solicitadas, torna-se evidente que há zonas onde a aplicação de espuma de Alumínio teria um efeito claramente benéfico.

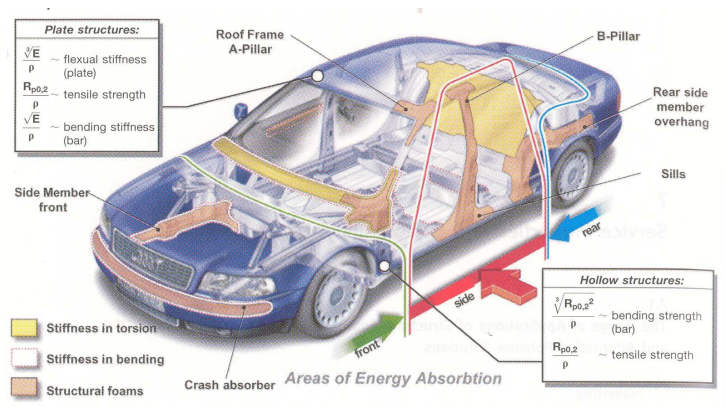


Figura 2.18: Localização de espuma para diferentes efeitos de reforço num Audi A8 [12].

2.4 Estruturas para absorção de energia de impacto

Um dos objectos de estudo das estruturas de absorção de energia em impacto é a geometria da secção dos tubos. As geometrias mais usuais são os cilindros e os prismas (geralmente, quadrangulares). À medida que se vão conhecendo os resultados de testes e simulações, e consequentemente os mecanismos predominantes, como a encurvadura, a formação de dobras ou fracturas, são também propostas soluções que controlem estes mecanismos.

Numa primeira abordagem, a primeira grande distinção a fazer sobre a geometria é qual a secção mais vantajosa: circular ou quadrada? O estudo levado a cabo por Kim e Lee [13] chega a algumas conclusões sobre esta questão. Este estudo consistiu precisamente em comparar tubos de secção quadrada e circular, sujeitos a compressão axial, com vista à sua aplicação na construção de chassis de Alumínio. O tubo de secção circular apresenta melhores resultados. Verifica-se que na secção circular predomina a formação de dobras simétricas, ao contrário dos tubos de secção quadrada. Também se verifica que a partir de determinados valores da relação T/W (espessura/largura), as dobras tendem a formar-se de uma forma simétrica, enquanto que na secção circular, a partir de valores semelhantes da relação T/D (espessura/diâmetro), as dobras tendem a formar-se de uma forma mais irregular. Este mecanismo de formação de dobras é determinante na quantidade de energia que os tubos conseguem absorver. Conclui-se que tubos de secção circular conseguem absorver mais energia devido à maior simetria das dobras formadas durante o impacto. Este estudo chega também a uma conclusão muito relevante no que diz respeito à construção destas estruturas. Uma das variáveis em estudo é o raio de curvatura das arestas dos topos da estrutura. Nas amostras em que o raio de curvatura é pequeno ocorre a formação de fendas, já que as arestas funcionam como pontos de concentração de tensões. Havendo formação de fendas, estas interrompem o processo de deformação em dobras, reduzindo substancialmente a energia absorvida.

Quando se põe a hipótese de usar espumas de Alumínio em componentes estruturais de um automóvel, com o intuito de diminuir o peso do *chassis*, é essencial verificar se esta opção contribuirá de facto para a diminuição do peso da estrutura. Como tal, é necessário um trabalho de optimização para determinar a relação óptima de massa de material/capacidade de absorção de energia.

Hanssen et al. [14] afirmam que as conclusões publicadas acerca deste tema têm sido algo díspares. Entre as críticas apontadas, destacam-se a diferença em alguns parâmetros calculados ou medidos para chegar a conclusões semelhantes e o desenquadramento das variáveis de teste com a aplicação real do objecto de estudo. Por exemplo, se é para testar uma estrutura de absorção de energia de impacto de um automóvel, convém que as velocidades e as massas em teste sejam semelhantes às de uma automóvel em situação de colisão. Por outro lado, os estudos publicados até ao momento não têm contemplado uma optimização que cruze os vários parâmetros que influenciam o comportamento como, por exemplo, a densidade da espuma, a largura do tubo, a geometria da secção, o material do tubo. Todas estas variáveis tornam a optimização um processo complexo e moroso.

Zarei e Kroger [15], estudando as variáveis geométricas de tubos circulares — espessura, diâmetro e comprimento — chegaram a resultados que comprovam a eficácia da combinação de tubos de Alumínio preenchidos com espuma de Alumínio. Neste estudo, usaram o procedimento *Multidesign Optimization* (MDO). O estudo passava por otimizar um tubo sem espuma, e outro preenchido com espuma de Alumínio. A conclusão do estudo é que o tubo otimizado com espuma consegue uma redução de peso de 19% em relação ao tubo otimizado sem espuma. O acréscimo de energia pode ser explicado pela expressão 2.4 [11]:

$$W_v^{Tubopreenchido} = W_v^{Tubo} + W_v^{Espuma} + W_v^{Interacao} \quad (2.4)$$

em que W é a energia absorvida por cada um dos mecanismos de absorção da estrutura: tubo, espuma e efeito da interacção entre os dois (figura 2.19).

Verificada a eficácia do conjunto tubo-espuma na absorção de energia, deve-se também mencionar que uma das propriedades interessantes da espuma de Alumínio é que, quando usada para preencher tubos para absorção de impacto, tem o efeito de influenciar o mecanismo de formação de dobras, aumentando o seu número [3]. O aumento do número de dobras no processo de deformação de um tubo é muito conveniente, pois garante que o patamar de deformação a tensão constante será mais uniforme. No caso de um veículo automóvel numa situação de impacto, este

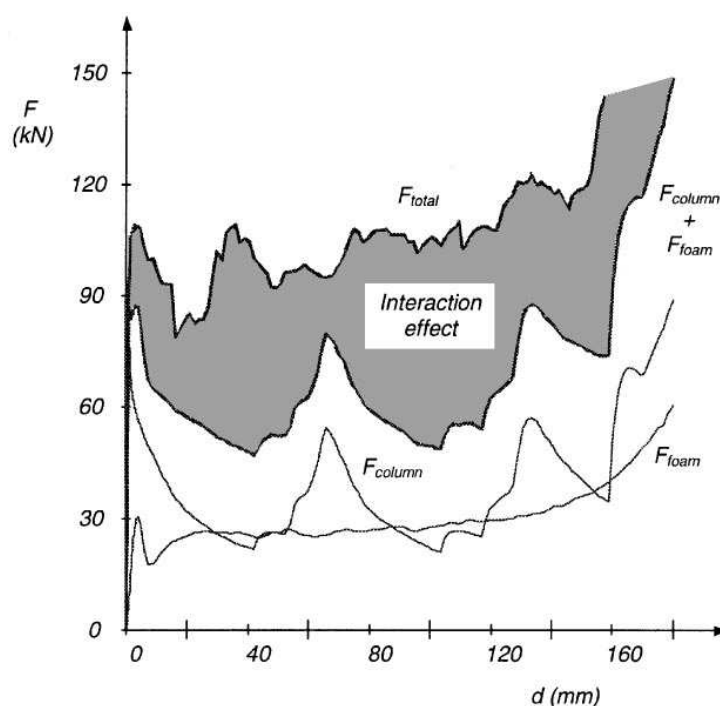


Figura 2.19: Contribuição das componentes de uma estrutura para absorção de impacto [14].

factor garante aos passageiros uma menor sujeição às forças produzidas pelo impacto. Isto pode ser observado na figura 2.19. A curva do comportamento do tubo é caracterizada por três picos antes da densificação da espuma. Cada um destes picos corresponde à formação de um dobra. A curva do conjunto tubo-espuma já tem quatro picos de menor amplitude. Na figura 2.20 mostram-se os tubos testados que deram origem ao gráfico da figura 2.19.

Outro benefício que uma estrutura de absorção de impacto recebe por ser preenchida por espuma é a prevenção da encurvadura [14], que é essencial para manter a estrutura em deformação na direcção axial, mesmo que a carga recebida seja desalinhada. No entanto, deixamos uma breve referência ao estudo realizado por Shahbeyk et al. [16], que estuda a influência da densidade da espuma na estabilidade da deformação de tubos preenchidos com espuma. Uma das conclusões é que se a densidade da espuma variar ao longo da estrutura, poderá haver uma deformação instável, que levará à encurvadura do tubo, diminuindo a quantidade de energia absorvida.

Uma opção a considerar no estudo de uma estrutura de absorção de impacto é a inclinação de algumas das faces em relação ao eixo longitudinal (geometria em pirâmide ou afunilada), que foi explorada por Nagel e Thambiratnam [17]. Esta opção tem várias vantagens. Consegue manter a tensão durante a deformação num valor mais constante, que é o principal objectivo da absorção de impacto. Para além disso, também tem a vantagem de manter uma deformação regular em impactos desalinhados do eixo longitudinal da estrutura. Por fim, tem a vantagem de prevenir a encurvadura global da estrutura.

O estudo conduzido por Adachi et al. [18] foi direccionado para o controle da formação de dobras. Foi provado em vários estudos que a absorção de energia é maior quando as dobras formam de uma forma simétrica em relação ao eixo axial. Adachi et al. provaram no seu estudo que o mecanismo de formação de dobras pode ser controlado através de nervuras na superfície do tubo (figura 2.21). Este controlo pode incidir quer no número de dobras quer na dimensão das dobras. Como se sabe que a eficiência da absorção de energia de impacto aumenta com o número de dobras formadas, a solução das nervuras é atraente para aplicação em automóveis pequenos, onde

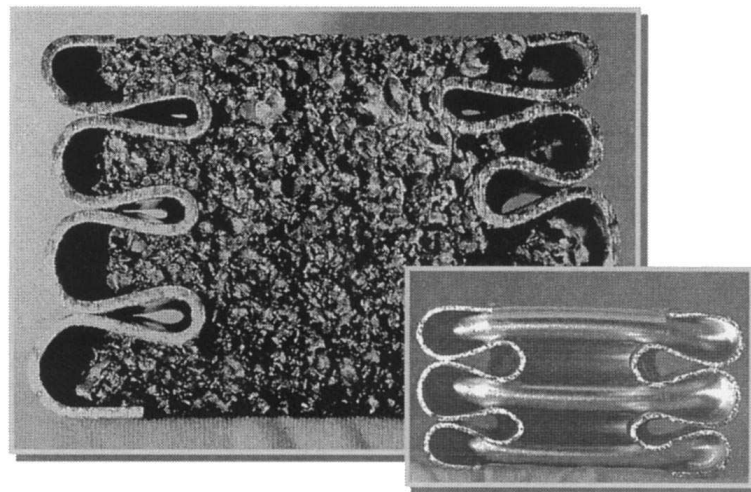


Figura 2.20: Influência da espuma no mecanismo de formação de dobras [14].

não há espaço disponível para instalar tubo compridos, que absorvam muita energia.

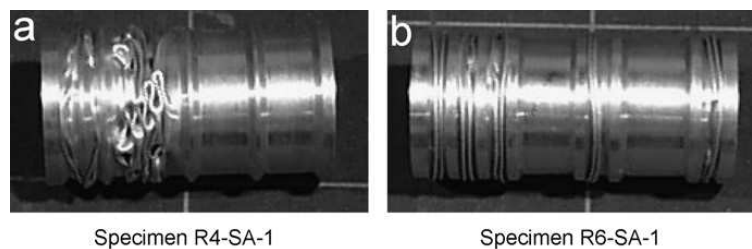


Figura 2.21: Influência das nervuras no mecanismo de formação de dobras.

Outro aspecto que pode ser trabalhado numa estrutura de absorção de impacto é a diminuição do pico de força inicial, que acontece antes da estrutura entrar no patamar de deformação com força constante. Avalor e Chiandussi [19] estudaram o comportamento de tubos cujas extremidades em contacto com o impactor eram afuniladas. Este estudo serviu para concluir que, de facto, esta geometria favorecia a diminuição do pico de força inicial, tornando a evolução da força mais uniforme durante a deformação do tubo (gráfico da figura 2.22).

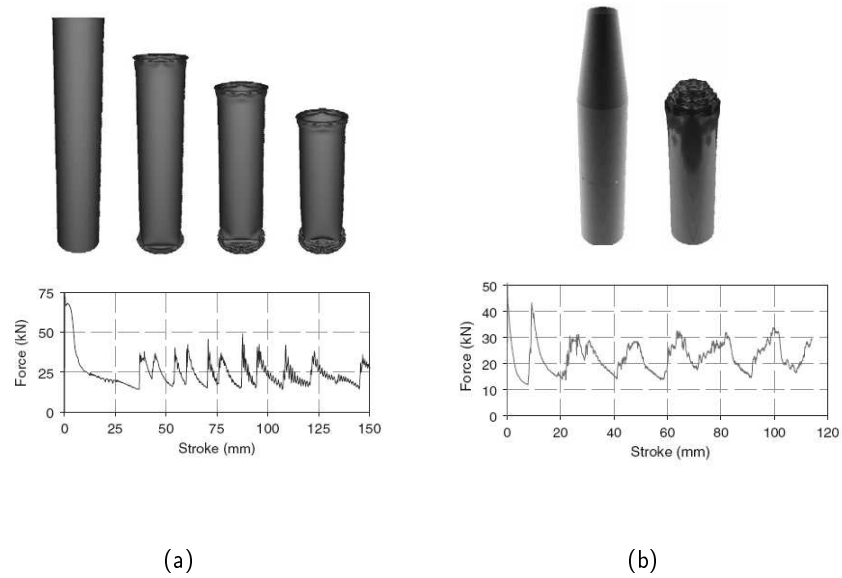


Figura 2.22: Comportamento da força sobre uma estrutura de absorção de impacto: (a) cilíndrica; (b) com ponta afunilada.

Parte II

Análise Numérica

Capítulo 3

Estudo de caso

Expõe-se o conceito do veículo proposto pelo designer os vários desenhos que foram elaborados durante o seu desenvolvimento, incluindo o modelo final. Faz-se a modelação CAD da estrutura, tendo em conta os requisitos e as limitações impostas pelo designer.

3.1 Modelo automóvel

3.1.1 Conceito de *design*

O modelo do automóvel proposto pelo *designer* obedece a um conceito que funcionou como linha orientadora em alguns pontos deste trabalho. O conceito passa por construir um veículo adequado às necessidades do tráfego urbano. Estas necessidades abrangem várias áreas, já que, actualmente, os problemas do tráfego urbano são bastantes. Além disso, a oferta disponibilizada pelo mercado automóvel raramente oferece propostas que solucionem todos estes problemas. De todos os problemas do tráfego urbano, destacam-se os seguintes:

- O espaço ocupado pelo veículo torna-se problemático quando o espaço disponível para estacionamento é escasso. No entanto, um automóvel pequeno torna-se limitado no espaço de carga e no espaço dos próprios ocupantes.
- A motorização é uma questão importante a vários níveis. As motorizações convencionais, cuja fonte de energia são os combustíveis fósseis, emitem vários compostos prejudiciais ao meio ambiente e à saúde. Acresce o facto de serem ruidosos, o que degrada sobremaneira a qualidade de vida dos habitantes das cidades. Também se deve salientar que os combustíveis fósseis são um recurso cada vez mais escasso e frequentemente ligado a instabilidades geopolíticas, o que faz oscilar o preço para valores pouco acessíveis.
- Os automóveis com motorização eléctrica disponíveis no mercado não conseguem *performances* que rivalizem com as motorizações a gasolina, são pouco autónomos e lentos.

A forma como estes desafios serão resolvidos passará em grande parte pela estrutura do carro, que deve respeitar ao máximo as opções estéticas e funcionais do desenho inicial. Além disso, a estrutura do carro deve ter um baixo peso, sem que isso comprometa a prestação do carro em andamento e garanta a segurança dos passageiros em caso de colisão.

3.1.2 Desenvolvimento do conceito de *design*

O desenvolvimento da ideia para o veículo automóvel envolveu o estudo de várias opções para a carroçaria (figura 3.1), de modo a poder compará-las e tirar algumas conclusões sobre os aspectos de cada uma delas que melhor ajudava a cumprir os objectivos para este modelo automóvel.

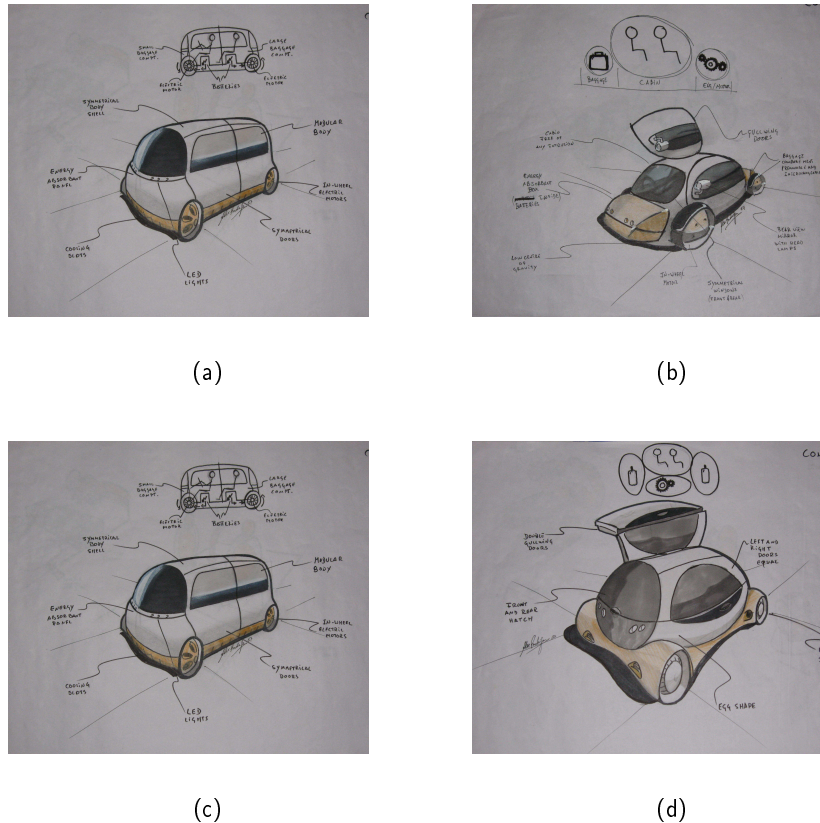


Figura 3.1: Estudo de várias opções para a carroçaria do veículo.

Para cada uma das carroçarias propostas, foi necessário fazer um estudo para determinar a melhor localização dos vários componentes no espaço do veículo. Na imagem da figura 3.2 encontra-se o estudo de algumas opções para a disposição dos motores, do inversor e das baterias.

Após o processo de desenvolvimento da ideia, o veículo foi modelado no *software* de CAD SolidWorks, chegando por fim ao veículo da figura 3.3. Os componentes mais importantes também foram modelados e integrados no *assembly* do automóvel (figura 3.4), já com dimensões reais, de modo a confirmar que a disposição escolhida seria de facto possível. A estrutura foi alvo de estilização através de foto-realismo (figura 3.5), de modo a permitir uma visão mais aproximada da aparência real.

3.2 Proposta inicial para a estrutura

A partir do modelo proposto pelo *designer*, foi modelada uma estrutura no *software* de CAD SolidWorks, facilitando a compatibilização das dimensões das duas partes. Dois dos objectivos claramente definidos no conceito inicial do *designer* foram o peso baixo e o preço final acessível da viatura. Sem a limitação monetária, o baixo peso seria naturalmente alcançado através de

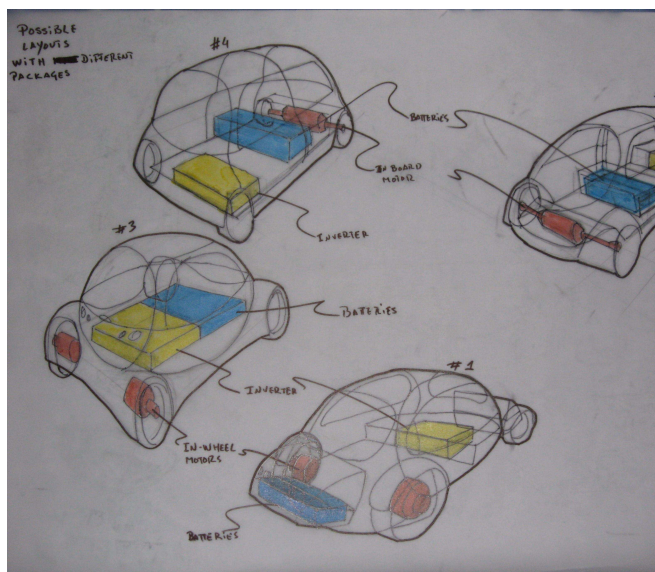


Figura 3.2: Estudo da disposição de alguns componentes no espaço do veículo.

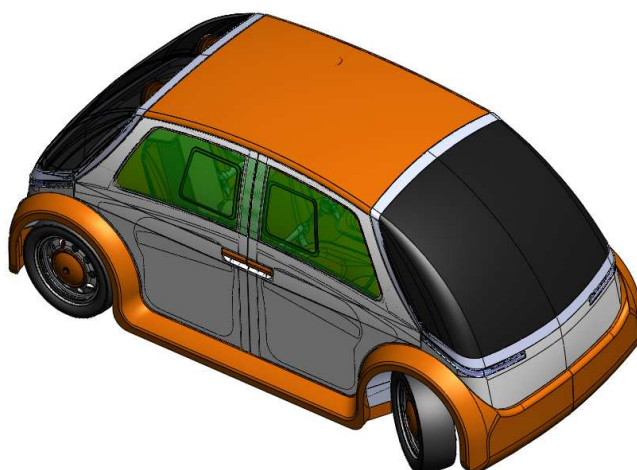


Figura 3.3: Modelo CAD do automóvel.

materiais de baixa densidade e elevada resistência. Mas este tipo de materiais é uma opção cara, sendo à partida excluído. A estratégia seguida para conseguir diminuir o peso foi criar um chassis tubular num material convencional, como o aço ou o Alumínio, mantendo em aberto a possibilidade de preencher partes dos tubos com espuma metálica.

À semelhança do Pontiac Fiero (mencionado na revisão bibliográfica) o chassis é constituído por três sub-chassis construídos em separado que são ligados no fim da montagem da estrutura. A necessidade de unir tubos face a face justificou a opção por tubos de perfil rectangular. A parte de baixo, as longarinas (figura 3.8), servem para dar rigidez à estrutura através dos tubos em cruz no seu centro, e suportar impactos frontais e traseiros. A parte central, a base (figura 3.7), é o ponto de fixação de grande parte dos componentes e funciona como cápsula de protecção dos passageiros; o arco garante protecção em caso de capotamento. Os arcos em tubo circular (figura 3.6) garantem a estabilidade do arco principal e são ponto de fixação das portas e janelas.

Todos os tubos da base da estrutura são de secção quadrada de 100 mm de lado e espessura de 3 mm. Os tubos das longarinas são de secção rectangular de 100 mm de altura, 80 mm de largura,

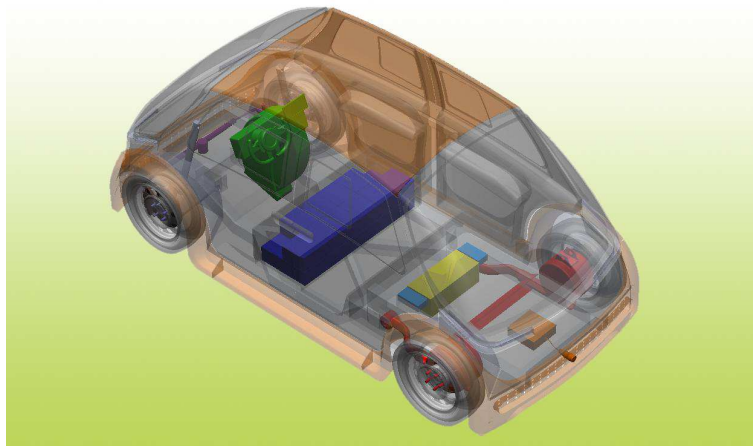


Figura 3.4: Transparência para o interior do veículo.



Figura 3.5: Foto-realismo do automóvel.

e 3 mm de espessura, à exceção do tubos das extremidades, cuja espessura é de 2 mm. Os tubos circulares do topo da estrutura têm 50 mm de diâmetro e 5 mm de espessura. Posteriormente, foi adicionada no ABAQUS uma chapa curva de 3 mm de espessura na extremidade das longarinas para desempenhar o papel do pára-choques.

Os materiais propostos para a estrutura são o aço e o Alumínio. As propriedades do aço são bem conhecidas e é um material usado desde o início da indústria automóvel em estruturas. O Alumínio é um material muito menos divulgado, mas que começa a ser uma opção privilegiada por marcas como a Audi ou a Ferrari. A sua baixa densidade torna-o um material atractivo, e o desenvolvimento das ligas de Alumínio permite que as propriedades mecânicas se aproximem das do aço.

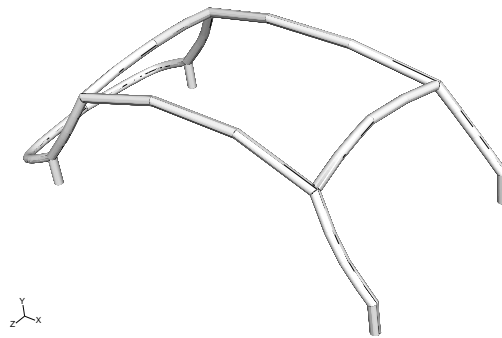


Figura 3.6: Topo da estrutura

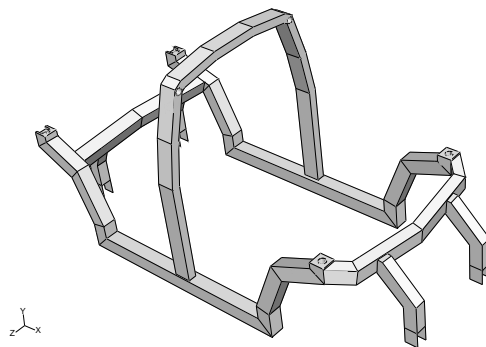


Figura 3.7: Base da estrutura

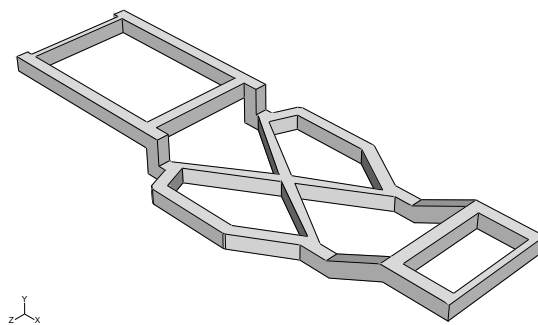


Figura 3.8: Longarinas

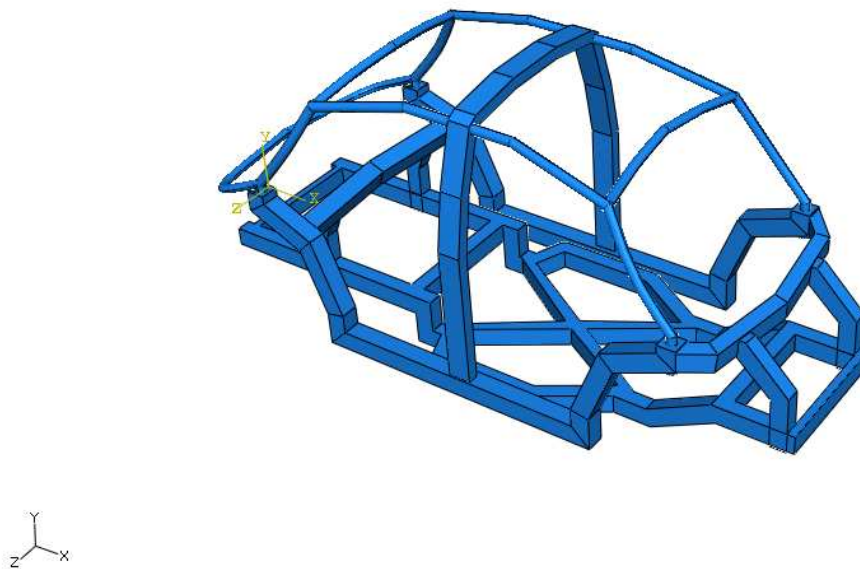


Figura 3.9: Estrutura proposta

Capítulo 4

Análise estática

É feita a análise estática da estrutura proposta inicialmente para determinação da rigidez à torção. Interpretam-se e comparam-se os resultados com valores de referência.

4.1 Introdução

Os ensaios estáticos são importantes para verificar a rigidez da estrutura do veículo. Estes ensaios são relevantes, primeiramente, para saber se a estrutura suporta a massa que lhe será imposta por defeito - equipamento do veículo, carga e passageiros. Numa segunda instância, estes ensaios também informam sobre a *performance* da estrutura em andamento, em solicitações como a travagem e a aceleração, a passagem por solavancos ou a estabilidade em curva.

Neste trabalho, a análise estática será centrada na medição da rigidez à torção. Os valores calculados serão comparados com valores de referência.

4.2 Rigidez à torção

A rigidez à torção é uma medida da resistência que a estrutura do automóvel oferece à rotação longitudinal quando lhe é aplicado um binário. É uma relação que, permanecendo o material no domínio elástico, deverá ser constante para diferentes valores de binário. Como tal, para determinar a rigidez à torção, aplicam-se vários binários à estrutura e registou-se o deslocamento vertical, de modo a determinar um valor médio.

4.2.1 Modelação dos materiais

Nesta análise, considera-se que as solicitações não são suficientemente exigentes para deformar o material até ao regime plástico. Por este motivo, o material foi caracterizado simplesmente pelo módulo de Young e pelo coeficiente de Poisson, considerando elasticidade isotrópica. Os valores destes dois parâmetros, para cada material, encontram-se na tabela 4.1.

Tabela 4.1: Propriedades físicas do aço e do Alumínio utilizados.

Propriedade	Aço	Alumínio
Módulo de elasticidade, E [GPa]	192.0	70.3
Coeficiente de <i>Poisson</i> , ν	0.3	0.35

4.2.2 Modelação por elementos finitos

Na imagem da figura 4.1 estão ilustradas as condições de fronteira utilizadas para analisar a rigidez da estrutura à torção. Na zona da montagem da suspensão dianteira foi aplicado um binário, que pode ser calculado usando a aproximação para ângulos pequenos. Na extremidade oposta da estrutura, nas longarinas traseiras, foram imposto encastramentos. O local mais realista para o encastramento seria no apoio da suspensão das rodas traseiras, no entanto, por ser uma opção conservadora, colocou-se o encastramento nas extremidades das longarinas.



Figura 4.1: Condições de fronteira da simulação para a determinação da rigidez à torção-

Neste modelo foram usados elementos do tipo casca deformável, de quatro nós, com integração reduzida, controlo dos modos de energia nulos e deformação de membrana finita (S4R, na designação do ABAQUS/Standard).

Conforme se encontra representado na imagem da figura 4.2, foram usados elementos de diferentes dimensões nas várias partes do *chassis*, de acordo com a sua complexidade geométrica, de modo a respeitar os critérios de regularidade da malha do ABAQUS/Standard. Nas longarinas foram usados elementos de 15 mm, na base do *chassis*, elementos de 12 mm e no topo do *chassis*, elementos de 10 mm.

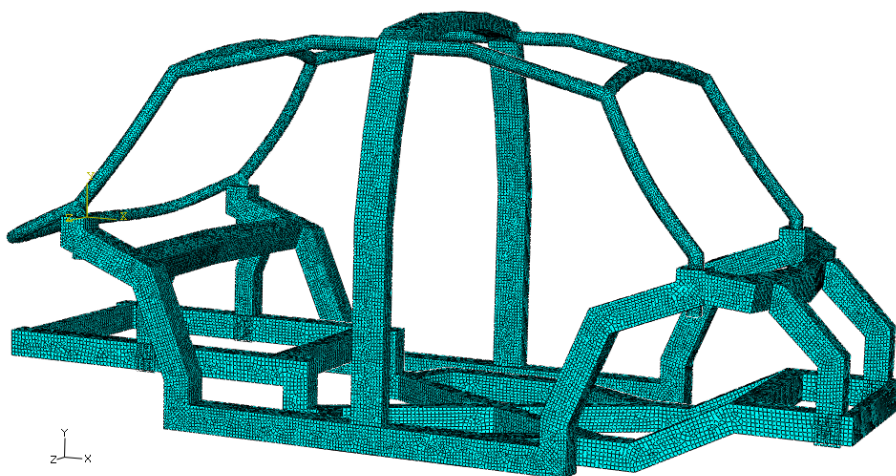


Figura 4.2: Malha de elementos finitos aplicada ao modelo.

4.2.3 Apresentação de resultados

Na imagem da figura 4.3 apresentam-se os resultados de um dos ensaios à torção da estrutura em Alumínio. Dos ensaios à torção registaram-se os valores do deslocamento vertical. A imagem da figura 4.4 mostra um dos ensaios da estrutura em aço.

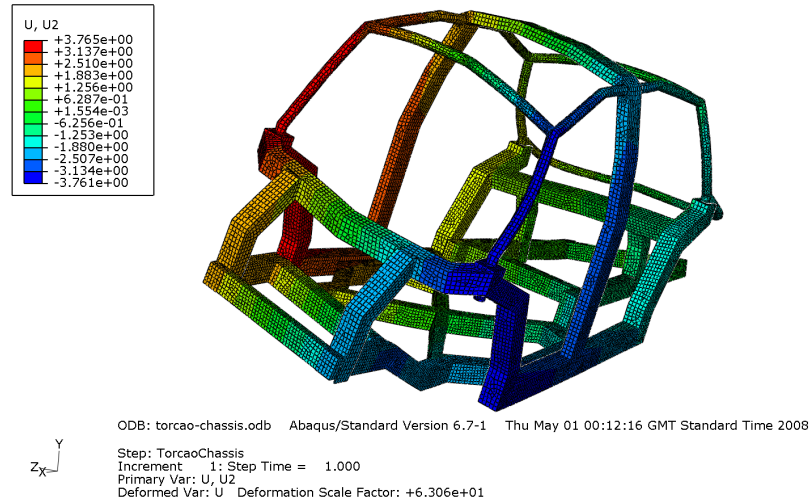


Figura 4.3: Deslocamento vertical da estrutura em Alumínio num ensaio à torção (factor de escala 6.306e+01).

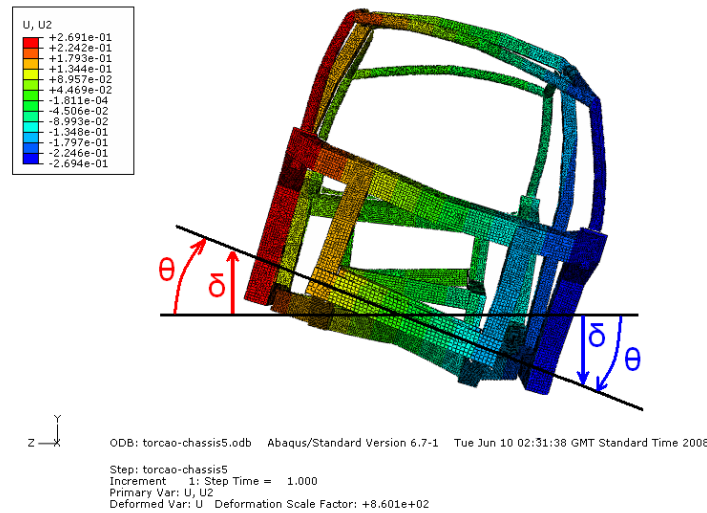


Figura 4.4: Visualização esquemática dos deslocamentos verticais do *chassis* (factor de escala 8.601e+02).

Para pequenos ângulos é válida a seguinte relação:

$$\sin \theta = \theta, \quad (4.1)$$

em que, θ é o ângulo de rotação. O deslocamento pode ser relacionado com a rotação através da expressão 4.1

$$\theta = \frac{\delta}{r}, \quad (4.2)$$

em que δ é o deslocamento vertical e r é a distância do eixo de rotação ao ponto de aplicação da força.

O binário é calculado através da seguinte expressão,

$$T = Fr, \quad (4.3)$$

em que T é o binário e F é a força.

A rigidez à torção, K , é calculada pelo quociente entre o binário aplicado e a rotação consequente, isto é,

$$K = \frac{T}{\theta}. \quad (4.4)$$

Os resultados calculados através das expressões 4.2 a 4.4 encontram-se nas tabelas 4.2 e 4.3.

Tabela 4.2: Valores da rigidez à torção na estrutura em Alumínio.

Raio [m]	Força [N]	Binário [N.m]	Deslocamento [mm]	Rotação [°]	Rigidez [N.m/°]
0.4175	100	83.5	0.750	0.002	46500
0.4175	200	167.0	1.481	0.004	47078
0.4175	300	250.5	2.222	0.005	47067
0.4175	400	334.0	2.963	0.007	47062
0.4175	500	417.5	3.704	0.009	47059

Tabela 4.3: Valores da rigidez à torção na estrutura em aço.

raio [m]	Força [N]	Binário [N.m]	Deslocamento [mm]	Rotação [°]	Rigidez [N.m/°]
0.4175	100	83.5	0.269	0.001	129403
0.4175	200	167.0	0.539	0.001	129379
0.4175	300	250.5	0.808	0.002	129387
0.4175	400	334.0	1.079	0.003	129234
0.4175	500	417.5	1.347	0.003	129403

Portanto, chega-se aos valores médios de rigidez à torção de 46953 ± 0.01 N.m/° para a estrutura em Alumínio, e 129362 ± 0.001 N.m/° para a estrutura em aço.

4.3 Discussão intermédia dos resultados

Os valores indicados nas tabelas 4.2 e 4.3 comprovam que a rigidez à torção é uma relação linear entre o binário que é aplicado à estrutura e a rotação que ele produz. Existe alguma dispersão nos resultados, que pode ser considerada estatisticamente aceitável. Na estrutura em Alumínio há uma dispersão, relativamente ao valor médio, próxima de 1%, enquanto que na estrutura em aço é somente de 0.1%. Nas imagens das figuras 4.6 e 4.7 encontram-se as distribuições de tensão de von Mises nos ensaios em que foi aplicado o binário máximo de 417.5 Nm. As tensões máximas para as estruturas em aço e Alumínio são 50.83 Pa e 50.64 Pa, respectivamente, muito abaixo das tensões de cedência destes materiais. Foi, portanto, assegurado que o material permaneceu em regime elástico, no qual a relação linear entre binário e rotação se verifica (gráfico da figura 4.5).

A rigidez da estrutura em aço é bastante maior do que a rigidez da estrutura em Alumínio. Isto deve-se ao facto do módulo de Young do aço (192 GPa) ser superior ao do Alumínio (71.1 GPa).

A aproximação para ângulos pequenos pode ser considerada válida, já que os deslocamentos medidos (de alguns milímetros) são muito pequenos em comparação com o raio de rotação (centenas de milímetros), traduzindo-se em ângulos de rotação bastantes baixos.

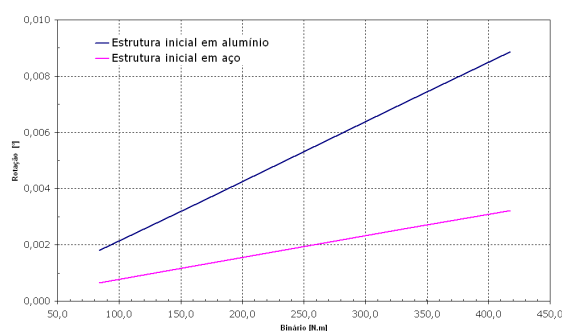


Figura 4.5: Gráfico da rotação das estruturas em aço e em alumínio em função do binário aplicado.

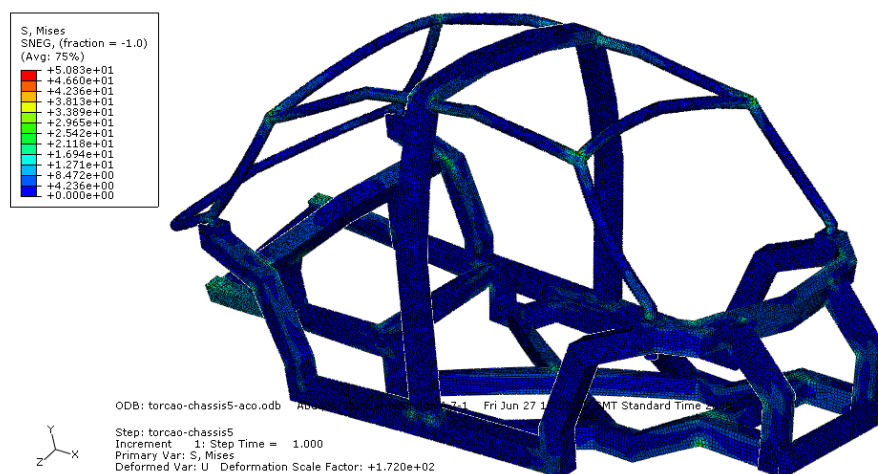


Figura 4.6: Distribuição das tensões na estrutura em aço, com binário máximo.

Antes de comparar os resultados obtidos com os valores de referência, deve referir-se que pode haver alguma disparidade nos últimos, porque não existe um protocolo que uniformize os procedimentos para a medição da rigidez à torção. Não havendo uma referência, a aplicação de forças e encastramentos e os pontos onde as medições do deslocamento foram realizadas, terão sido, provavelmente, diferentes nos testes efectuados em cada modelo. Os resultados da análise à torção demonstram que a estrutura em estudo tem um valor de rigidez à torção muito acima dos valores dos modelos automóveis actuais, conforme se pode observar na tabela 4.4. Este excesso de rigidez verifica-se quer para o aço quer para o Alumínio. Este é o resultado desejado para esta fase do trabalho.

Devido à interacção com o *designer*, foi considerado prudente, numa primeira fase, partir de uma estrutura sobre-dimensionada, que no processo de optimização apenas sofresse modificações no sentido de diminuir as suas dimensões. Deste modo, o *designer* pode contar com o espaço máximo que a estrutura roubaria ao habitáculo podendo, assim, prosseguir com a estilização dos componentes da viatura.

A partir deste ponto, o estudo incidirá na análise dinâmica, na qual a estrutura será objecto de optimização. Os valores definitivos de rigidez à torção serão depois calculados para a estrutura optimizada.

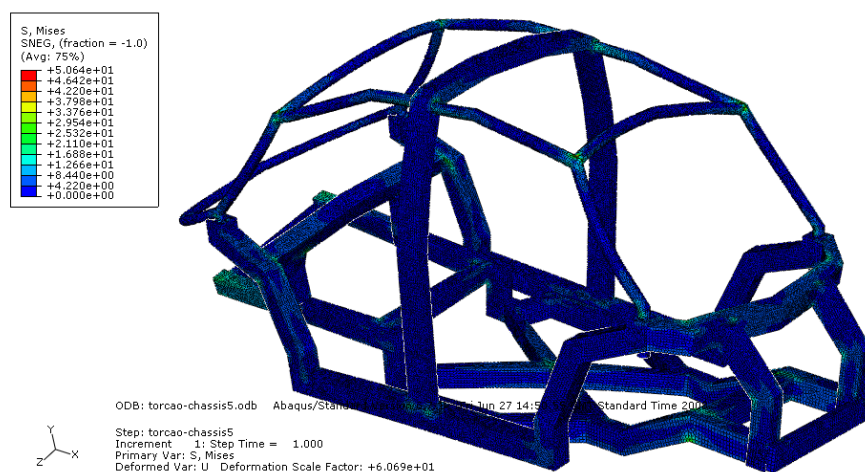


Figura 4.7: Distribuição das tensões na estrutura em Alumínio, com binário máximo.

Tabela 4.4: Valores de referência para a rigidez à torção.

Modelo	Rigidez torção [kN.m/°]
Ferrari 360 Modena	14.7
Lotus Elise	11.0
Renault Sport Spider	10.0
Lamborghini Gallardo	23.0

Capítulo 5

Análise dinâmica

Faz-se a análise dinâmica da estrutura proposta inicialmente para o modelo automóvel, nomeadamente sujeitando-a a um impacto frontal, segundo a normas da EuroNCAP. Medem-se vários parâmetros relevantes para a avaliação de *crashworthiness*.

5.1 Introdução

Neste Capítulo estuda-se o comportamento da estrutura em impacto frontal, de modo a identificar os pontos que devem ser otimizados. Foram seguidos os procedimentos indicados pela Euro NCAP, que é considerada a grande referência na avaliação de *crashworthiness* dos veículos automóveis disponíveis no mercado. A estrutura inicial, apresentada no Capítulo 3, foi testada utilizando dois materiais, um aço e uma liga de Alumínio.

5.2 Modelação dos materiais

Na tabela 5.1 encontram-se algumas das propriedades mecânicas do aço e da liga de Alumínio utilizados.

Tabela 5.1: Propriedades mecânicas do aço e do Alumínio utilizados.

Propriedade	Aço	Alumínio
Densidade, [kg/m ³]	7860.0	2660.0
Módulo de elasticidade, [GPa]	192.0	70.3
Coefficiente de <i>Poisson</i>	0.3	0.35
Tensão de cedência, [MPa]	259.8	250.0
Tensão de rotura, [MPa]	610.4	320.0

As curvas tensão-deformação dos materiais foram determinadas a partir de leis de comportamento conhecidas, nomeadamente a lei de Swift e a lei de Hollomon. O comportamento do aço foi modelado pela lei de Swift, formulada pela seguinte expressão:

$$\sigma_e = k(\varepsilon_0 + \varepsilon_e)^n \quad (5.1)$$

em que ε_0 , k e n são parâmetros determinados experimentalmente. Para o aço utilizado neste

trabalho, estes parâmetros tomam os valores $\varepsilon_0 = 0.01985$, $k = 5.621 \times 10^8$ Pa e $n = 0.19690$. σ_e e ε_e são a tensão nominal e a deformação nominal (ou de engenharia), respectivamente.

O comportamento da liga de Alumínio foi modelado pela lei de comportamento de Hollomon, formulada pela seguinte expressão:

$$\sigma_e = k\varepsilon_e^n \quad (5.2)$$

em que k e n são parâmetros determinados experimentalmente. Para o Alumínio utilizado neste trabalho, estes parâmetros tomam os valores $k = 338.529$ Pa e $n = 0.081$.

No ABAQUS, o comportamento dos materiais em regime plástico é modelado por curvas tensão-deformação reais. Portanto, é necessário calculá-las a partir das curvas de tensão-deformação nominais, obtidas através das leis de comportamento expressas nas equações 5.1 e 5.2. Para determinar os valores da tensão e deformação reais, usaram-se as seguintes expressões:

$$\varepsilon = \ln(\varepsilon_e + 1) \quad (5.3)$$

$$\sigma = \sigma_e(\varepsilon_e + 1) \quad (5.4)$$

em que ε e σ são a deformação e a tensão reais, respectivamente. Os dados das curvas tensão-deformação que descrevem o comportamento dos materiais no regime plástico encontram-se nas tabelas A.1 e A.2, em anexo.

5.3 Modelação por elementos finitos

Como foi referido anteriormente, as condições utilizadas nas simulações numéricas pretendem reproduzir os procedimentos e condições indicadas pela EuroNCAP [20], para um teste de impacto frontal, e são apresentadas na imagem da figura 5.1. Este consiste em lançar um veículo a 18 m/s contra uma barreira, de forma a que esta seja atingida por 40% da área frontal do veículo. Uma vez que o objecto de estudo foi apenas a estrutura, e não o automóvel completo, estas simulações numéricas serviram apenas para determinar o desempenho da estrutura. Assim, os efeitos da sua interacção com os restantes componentes do veículo, como os painéis da carroçaria, rodas ou o motor, que num teste real afectariam de uma forma significativa o desempenho do veículo, não foram consideradas neste estudo.

Tendo em conta as condições apresentadas na figura 5.1, foi imposta uma velocidade inicial de 18 m/s à estrutura. Quanto à barreira, optou-se por considerar um bloco rígido, por ser uma escolha conservadora. As dimensões usadas foram as mesmas da figura 5.1 e foi aplicado um encastramento no seu ponto de referência, como se pode ser na figura 5.2. Além disso, a barreira foi colocado de forma a cobrir 40% da área frontal do veículo, a partir de uma das laterais (figura 5.2(b)). A estrutura tem aplicada uma massa de 900 kg distribuída por dois pontos: um ponto com 700 kg no ponto de referência (*reference point*) mais baixo e um segundo ponto com de 200 kg no ponto de referência mais alto, indicados na figura 5.2(a). Esta disposição das massas na estrutura pretende representar a distribuição real da massa num automóvel. O maior peso está colocado ao nível das longarinas, representando o peso da grande parte dos componentes, e o peso menor, numa posição mais alta, representa o peso dos ocupantes e dos restantes componentes. O peso adicional envolvido no impacto é o da própria estrutura, que é determinado pela densidade do material que lhe é atribuído.

Para aplicar a malha de elementos finitos ao modelo, optou-se por usar uma malha grosseira em todo o modelo, que depois foi refinada nas zonas em que se previam as maiores deformações. A malha final encontra-se representada nas imagens da figura 5.3. Foram usados três tamanhos de malha (dimensão média de elemento, e). Nos tubos das extremidades das longarinas foi aplicada uma malha particularmente refinada, de modo a que a formação de dobras pudesse ser bem modelada. A malha é constituída por 55539 elementos e 55442 nós (tabela 5.2). Foram usados

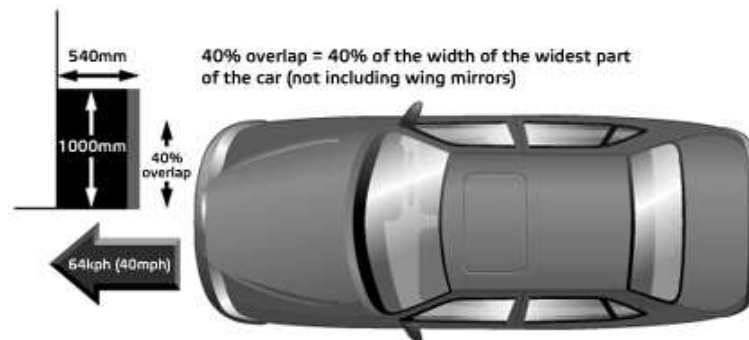


Figura 5.1: Condições dos testes de impacto frontal da EURO NCAP [20].

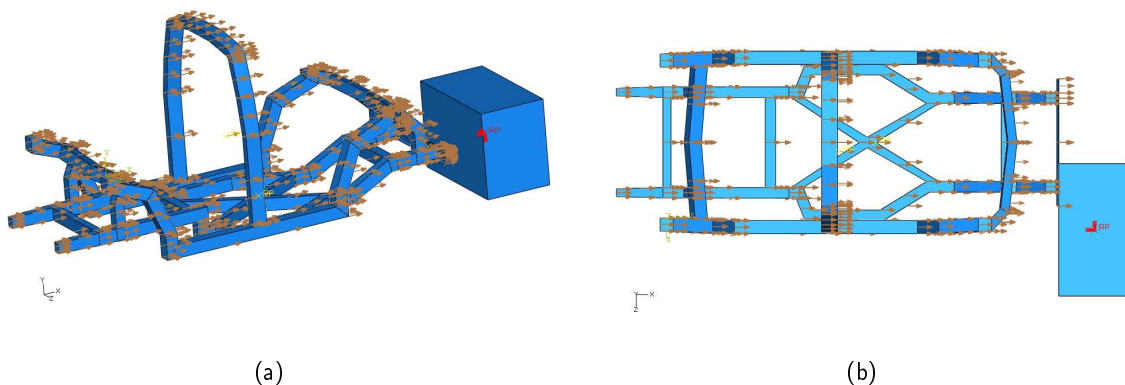


Figura 5.2: Condições de fronteira da simulação: (a) vista de perfil da estrutura com condições fronteira aplicadas; (b) vista de cima, e com o desvio da estrutura em relação à barreira.

elementos do tipo casca deformável, de quatro nós, com integração reduzida, controlo de modos de energia nulos e tensão de membrana finita (S4R na designação do ABAQUS). Os dados da simulação encontram-se na tabela 5.2.

Deve fazer-se uma ressalva em relação à análise dinâmica da estrutura. Como é visível nas figuras 5.2 e 5.3, o modelo não inclui o topo da estrutura. Como o topo da estrutura era constituído por tubos circulares, a modelação da sua geometria exigia um grande número de elementos. Este número de elementos aumentava bastante o tempo de simulação, pelo que se decidiu não incluir esta parte da estrutura. Como tal, os resultados afastam-se dos reais, mas não de uma forma significativa.

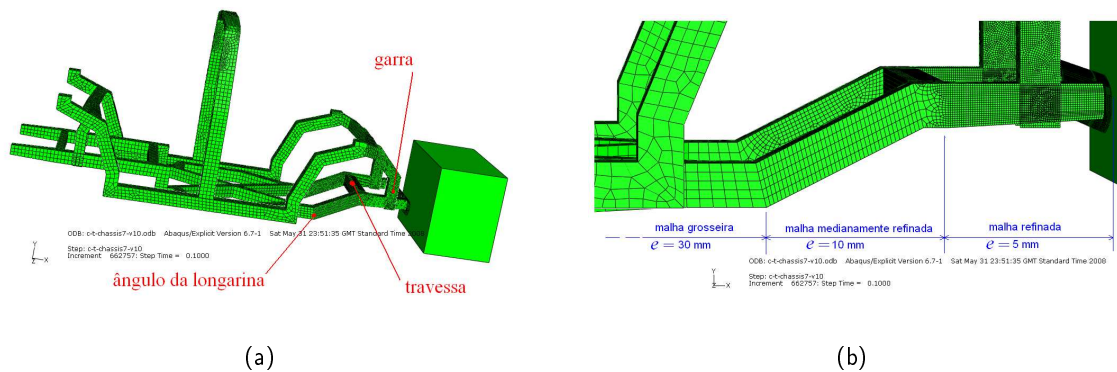


Figura 5.3: Malha de elementos finitos aplicada ao modelo: (a) identificação dos componentes da estrutura; (b) dimensão de malha utilizada.

Tabela 5.2: Dados da simulação da estrutura inicial.

Material	Nº elementos	Nº nós	Tempo cálculo (CPU)
Aço	55539	55442	59 h:46 m
Alumínio	55539	55442	47 h:43 m

5.4 Resultados – Estrutura de aço

5.4.1 Descrição do impacto

Durante o impacto, à medida que a estrutura deforma, há fenómenos que influenciam o seu comportamento, implicando mudanças assinaláveis na força exercida sobre a barreira. Estes fenómenos podem ser identificados no gráfico força-tempo da figura 5.4. O instante inicial, 1, é o momento em que a estrutura embate na barreira e que é caracterizado por um pico de força elevado. No instante 2 forma-se uma dobra, numa posição anterior à garra. No instante 3, há formação de uma segunda dobra, agora numa posição posterior à garra. No instante 4, o tubo densifica, e começa a haver deformação na zona da longarina que forma um ângulo. No instante 5, a travessa começa a deformar em torno da junta entre a longarina e a travessa. No instante 6, a força, quase nula, representa o início de retorno elástico do material.

5.4.2 Absorção de energia

Como se pode observar no gráfico da figura 5.5, apenas parte da energia cinética inicial foi absorvida pela estrutura. Isto deve-se ao desalinhamento do veículo relativamente ao obstáculo, que faz com que o chassis continue com movimento de corpo rígido após se ter dado a maior parte da absorção da energia nas extremidades das longarinas. Da energia cinética inicial de 182 kJ e estabiliza para valores próximos de 147 kJ, o que significa que cerca de 19% da energia inicial foi absorvida pela deformação da estrutura. A simetria das curvas do gráfico da figura 5.5 mostra que a energia cinética dissipada foi de facto absorvida pela estrutura. No gráfico da figura 5.6 estão representadas as componentes da energia interna. Esta pode ser determinada através da seguinte expressão:

$$E_I = E_P + E_E + E_{CD} + E_A \quad (5.5)$$

em que E_I é a energia interna, E_P é a energia de deformação plástica, E_E é a energia de deformação elástica, E_{CD} é a energia dissipada por fractura ou viscoelasticidade e E_A é a energia artificial.

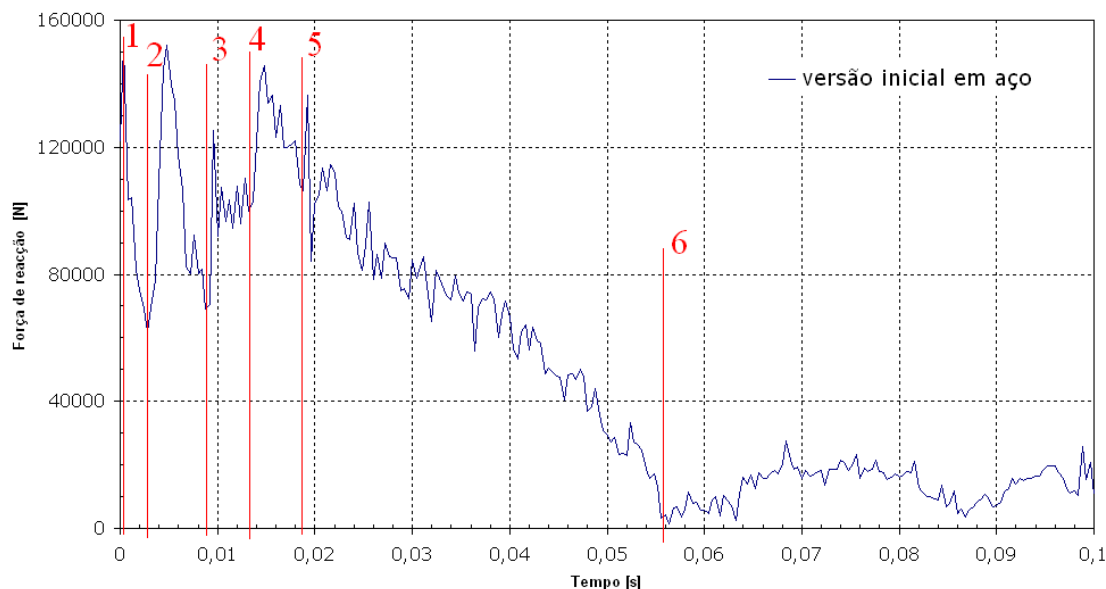


Figura 5.4: Evolução da força com o tempo e indicação dos momentos importantes do impacto para a estrutura de aço.

No gráfico da figura 5.6, constata-se que a componente predominante é a energia de deformação plástica. A segunda componente mais elevada é a Energia Artificial; esta é uma grandeza criada pelo ABAQUS, e é gerada para representar alguns erros na simulação (por a malha não ser suficientemente refinada, por exemplo) que se traduzem numa soma de componentes da energia diferente da energia interna. A terceira componente com algum peso é a energia de deformação elástica. As restantes componentes são desprezáveis.

As componentes da energia de deformação plástica e elástica apresentam uma instabilidade mínima, que somada traduz-se numa instabilidade já visível na curva de energia interna. Esta oscilação deve-se à formação de dobras, podendo constatar-se que dura até ao instante em que ocorre densificação do tubo. A curva da energia interna toma um valor constante no instante em que há retorno elástico na longarina que embate contra a barreira.

5.4.3 Intrusão no habitáculo dos ocupantes

Um dos parâmetros mais importantes estudados foi a intrusão no espaço dos ocupantes. A intrusão acontece quando partes da estrutura ou componentes do veículo penetram o espaço dos ocupantes. Para poder quantificar a intrusão foi definido o espaço dos ocupantes através de dois nós, conforme a imagem da figura 5.7(a). Considerou-se que a distância entre os nós 0 e 1 é o comprimento inicial do habitáculo. Com os resultados da simulação, foi determinada a nova posição dos dois pontos de modo a calcular o comprimento do habitáculo deformado. Para determinar as distâncias inicial e final entre os nós 0 e 1, foi usada a expressão da distância euclidiana

$$d = \sqrt{(x_0 - x_1)^2 + (y_0 - y_1)^2 + (z_0 - z_1)^2} \quad (5.6)$$

em que as x_0 , y_0 e z_0 são as coordenadas do ponto 0 em cada uma das direcções e x_1 , y_1 e z_1 são as coordenadas do ponto 1 em cada uma das direcções.

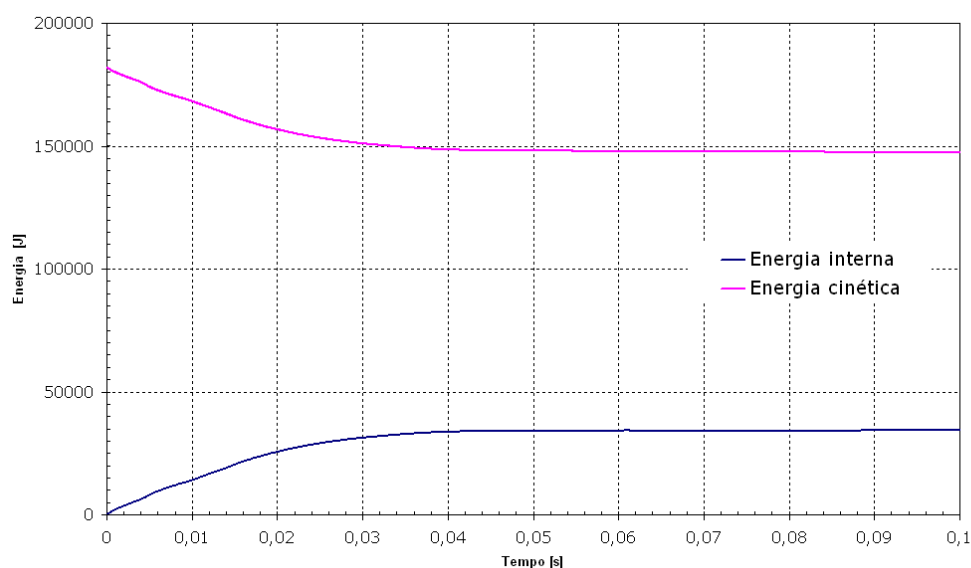


Figura 5.5: Transformação da energia cinética em energia interna, na estrutura de aço, em função do tempo.

A evolução da posição nas três direcções dos nós que delimitam o habitáculo foi registada no gráfico da figura 5.8.

Conhecendo as distâncias inicial e final entre os pontos medidos, podemos calcular a deformação do habitáculo, ε , através da expressão

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (5.7)$$

na qual l_0 é o comprimento inicial e Δl é o deslocamento do ponto de medição, ou seja, a variação do comprimento do espaço dos ocupantes.

O deslocamento registado foi $\Delta l = 183.4$ mm, para um comprimento inicial de 1420.9 mm, o que representa uma deformação máxima do habitáculo de cerca de 18%.

Um dos dados que também deve ser recolhido é a compactação da longarina frontal direita, já que fornecerá informação relevante para o trabalho do *designer* de distribuição de peças e compartimentos na zona mais deformada pelo impacto. A forma de calcular a compressão passa por medir os deslocamentos, na direcção do impacto, nas extremidades do tubo (ver figura 5.9). O gráfico com as curvas de deslocamento dos pontos 1 e 2 encontra-se na figura 5.10. A distância entre os dois nós, determinada através da expressão 5.6, é o comprimento final do tubo. Conhecendo também o comprimento inicial do tubo, está-se em condição de recorrer a expressão 5.7 para calcular a deformação deste elemento da estrutura.

Através dos dados de gráfico da figura 5.10, determinou-se deslocamento máximo $\Delta l = 182.3$ mm, para um comprimento inicial do tubo $l_0 = 423.7$ mm, o que representa uma deformação máxima $\varepsilon = 42\%$.

5.4.4 Acelerações

Por fim, resta estudar as acelerações durante o impacto. Sujeitar um passageiro a grandes desacelerações é, por si só, potencialmente causador de danos físicos, mesmo que não haja perfuração ou fractura de membros. A aceleração torna-se perigosa para o ser humano quando este é sujeito a grandes picos, ou quando é sujeito a acelerações elevadas durante períodos de tempo consideráveis.

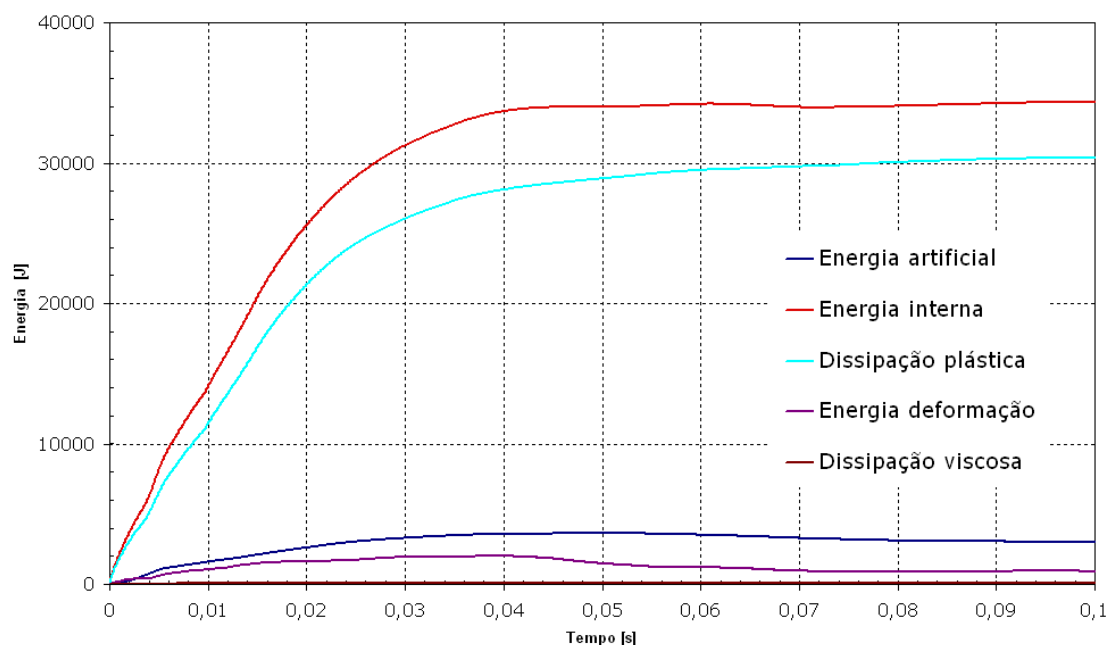


Figura 5.6: Componentes da energia dissipada pela estrutura de aço.

A aceleração da estrutura durante o impacto foi calculada a partir da força exercida sobre o impactor. A aceleração calculada é uma aceleração média da estrutura. Num estudo de *crash-worthiness*, o ideal seria medir a aceleração em partes de modelos que simulassem as propriedades físicas do corpo humano, podendo então aplicar os critérios apresentados na Secção 2.2. Contudo, esta medição dá uma boa indicação sobre as acelerações sentidas pelos passageiros.

O gráfico da figura 5.11 mostra a evolução da aceleração ao longo do tempo. A aceleração está expressa em g, por ser prática habitual usar estas unidades nos estudos da tolerância humana à aceleração ¹.

A curva da aceleração da estrutura de aço, no gráfico da figura 5.11, tem três momentos distintos. Numa primeira fase, que dura até $t=0,02$ s, a aceleração mantém-se num patamar caracterizado por grandes oscilações — chegando ao valor máximo de 13,8 g — em torno de um valor médio de 10 g. Estas oscilações devem-se à formação de dobras devido à deformação das extremidades das longarinas. Entre $t=0,02$ s e $t=0,055$ s, a aceleração desce acentuadamente até aos 0,1 g, até que por fim estabiliza num patamar, no qual as oscilações têm amplitudes mínimas em torno de 1 g.

As acelerações podem ser relacionadas com o movimento da estrutura através da curva da velocidade, representada no gráfico da figura 5.12(b). Este gráfico representa a magnitude da velocidade de um ponto da extremidade traseira da estrutura (figura 5.12(a)).

A velocidade do ponto decresce da velocidade inicial de 18 m/s para um patamar de velocidade constante de aproximadamente 7,5 m/s, que se inicia em $t=0,04$ s. Este será o ponto em que a extremidade da longarina direita densifica e a estrutura começa a rodar em torno da zona do impacto, num movimento quase circular a velocidade constante. Sendo esta velocidade constante, só deveria haver componente centrípeta da aceleração, que é constante. No entanto, entre $t=0,04$ s e $t=0,055$ s, a aceleração ainda está em decrescimento, pelo que se conclui que durante o movimento de rotação a estrutura ainda está a deformar, nomeadamente no ângulo das longarinas, fazendo variar a aceleração. A partir de $t=0,055$ s a deformação cessa, havendo predominante-

¹g é o valor da aceleração da gravidade (9,81 m/s²)

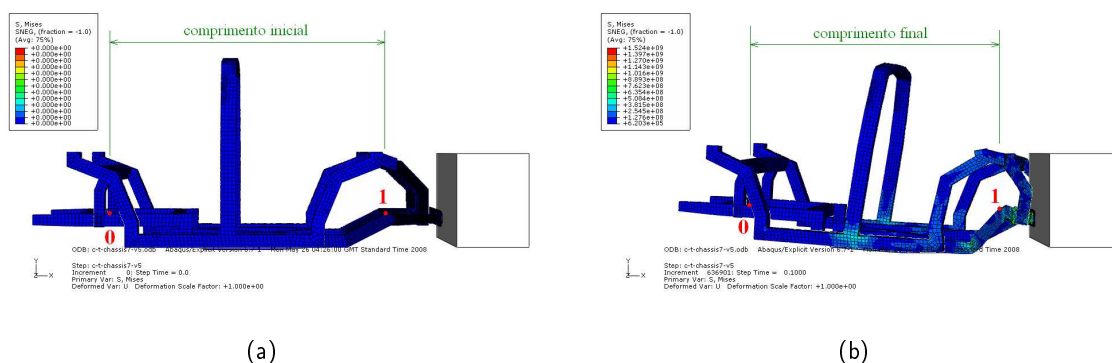


Figura 5.7: Intrusão da estrutura de aço no espaço dos ocupantes: (a) delimitação do habitáculo; (b) deformada da estrutura e medição do comprimento final.

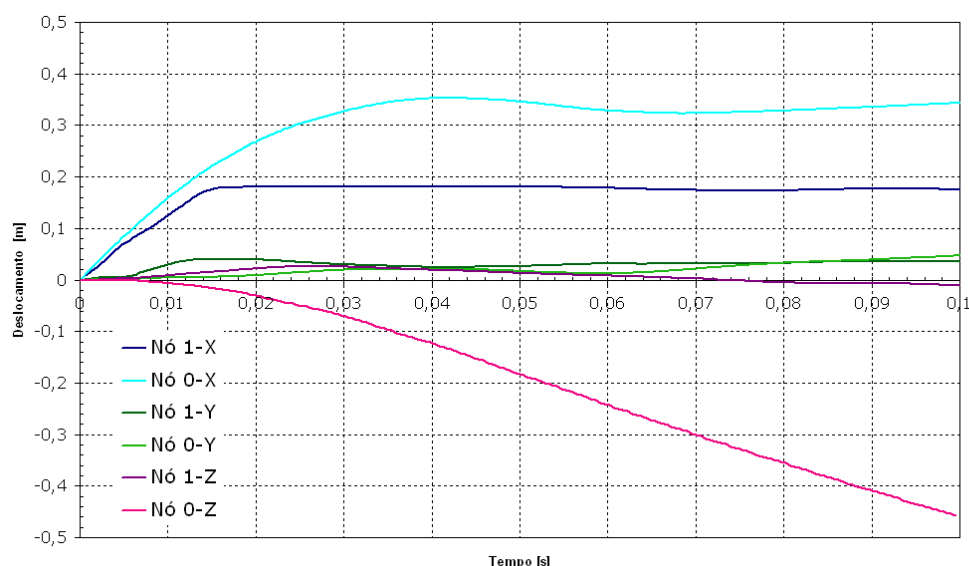


Figura 5.8: Medição da intrusão máxima da estrutura de aço no espaço dos ocupantes.

mente movimento de rotação, já que a velocidade e a aceleração são ambas constantes a partir deste ponto.

Não podendo fazer um cálculo exacto, já que é impossível identificar o eixo em torno do qual a estrutura roda, pode-se aplicar a expressão 5.8 para estimar a aceleração a partir da velocidade a que a estrutura roda, depois de $t=0.04$ s, em que apenas há aceleração centrípeta, isto é,

$$a_c = \frac{v^2}{r}. \quad (5.8)$$

Na expressão 5.8, a_c é a aceleração centrípeta, v é a velocidade e r é o raio de rotação. Para um raio de rotação de 3.334 m, correspondente à distância da extremidade traseira da estrutura à zona de impacto, e considerando, a partir dos resultados do gráfico da figura 5.12(b), que o ponto tem uma velocidade média de 7.5 m/s a partir de $t=0.055$ s, chega-se a uma aceleração de 1.72 g. Confrontando com a aceleração representada no gráfico da figura 5.11, a partir do mesmo instante, conclui-se que os valores são bastante semelhantes.

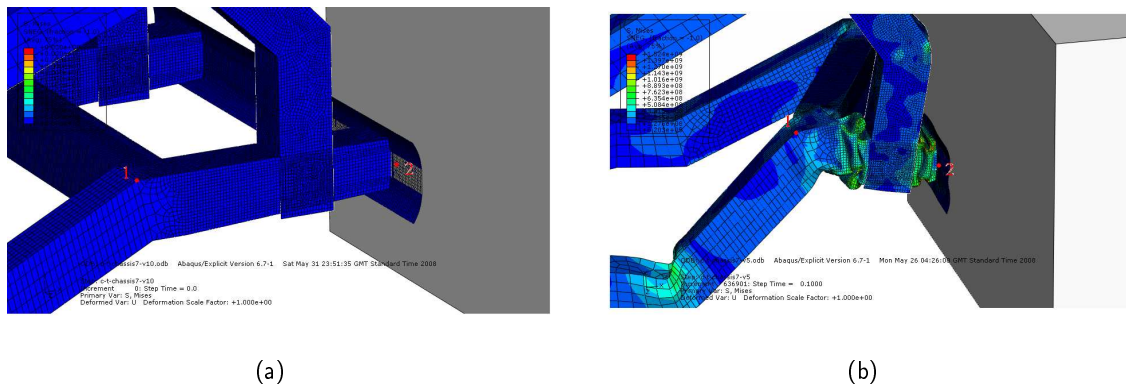


Figura 5.9: Compressão da extremidade das longarinas da estrutura de aço: (a) estrutura antes do impacto; (b) estrutura depois do impacto.

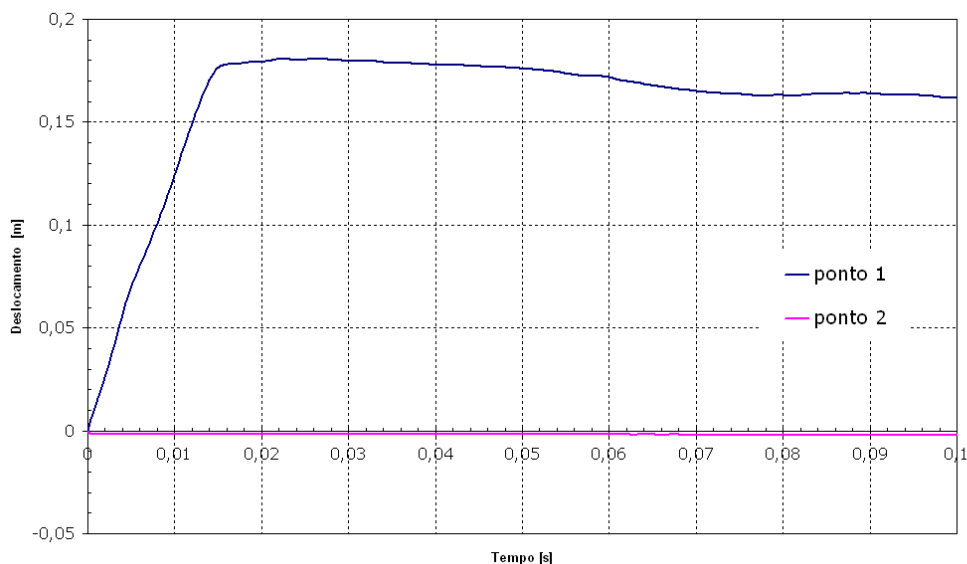


Figura 5.10: Medição da compressão das extremidades das longarinas da estrutura de aço.

5.5 Resultados – Estrutura de Alumínio

5.5.1 Descrição do impacto

No gráfico da figura 5.13, podemos identificar os instantes em que acontecem fenómenos importantes durante o impacto. O instante 1 corresponde ao impacto da estrutura contra a barreira. No instante 2 dá-se o início da formação da primeira dobra, à frente da posição da garra. No instante 3 inicia-se a formação de uma dobra atrás da posição da garra ao fim da qual se dá a densificação do tubo. No instante 4 há um pequeno pico de força devido ao arco principal, animado de movimento devido à inércia. No instante 5 cessa a deformação plástica da estrutura e inicia o retorno elástico.

5.5.2 Absorção de energia

Observando o gráfico da figura 5.14, conclui-se que, de forma semelhante à estrutura de aço, apenas uma parte da energia cinética inicial (158 kJ) foi absorvida por deformação da estrutura,

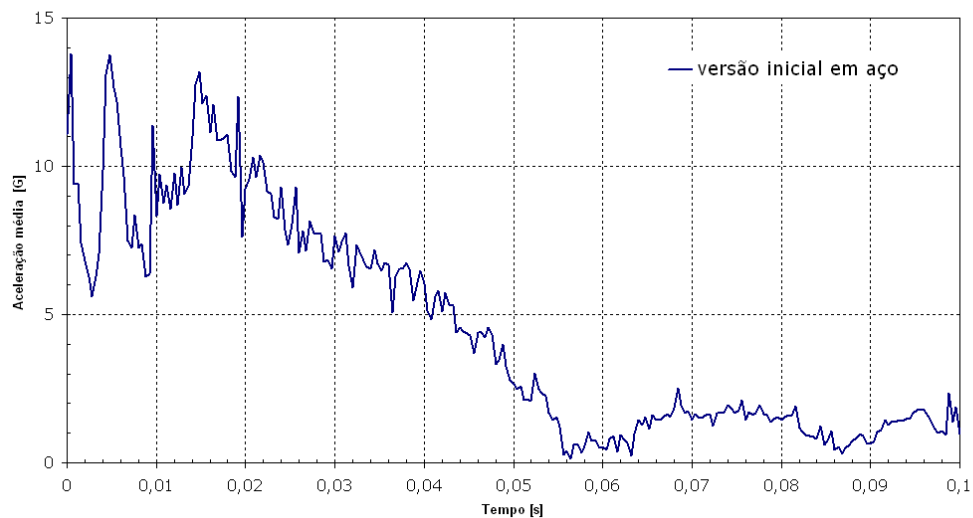


Figura 5.11: Aceleração da versão inicial da estrutura de aço.

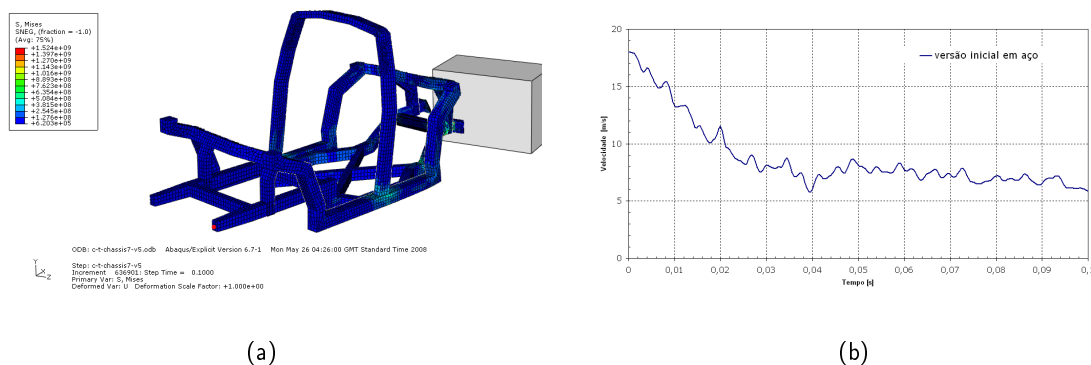


Figura 5.12: Medição da velocidade num ponto da estrutura: (a) ponto onde a velocidade foi medida e (b) Magnitude da velocidade num ponto da estrutura.

correspondendo a uma redução da energia para 146 kJ, ou seja de 8%, sendo a restante conservada através do movimento de corpo rígido da estrutura a partir do instante 5 (figura 5.13). No gráfico da figura 5.15 apresenta-se a evolução das várias componentes de energia. A energia de deformação plástica é a componente predominante. A segunda componente com maior influência é a energia de deformação elástica. Pode reparar-se que a irregularidade da curva no início do ensaio se encontra replicada na irregularidade da curva da energia interna. A energia artificial, cujo significado já foi explicado anteriormente, também tem algum peso. As restantes componentes podem ser consideradas desprezáveis.

A componente de energia de deformação elástica apresenta uma grande instabilidade no início da deformação, tendo influência significativa no comportamento da curva da energia interna. Esta instabilidade ocorre durante a formação de dobras na extremidade das longarinas. A curva da energia interna toma um valor constante a partir do instante em que há retorno elástico na longarina que embate contra a barreira.

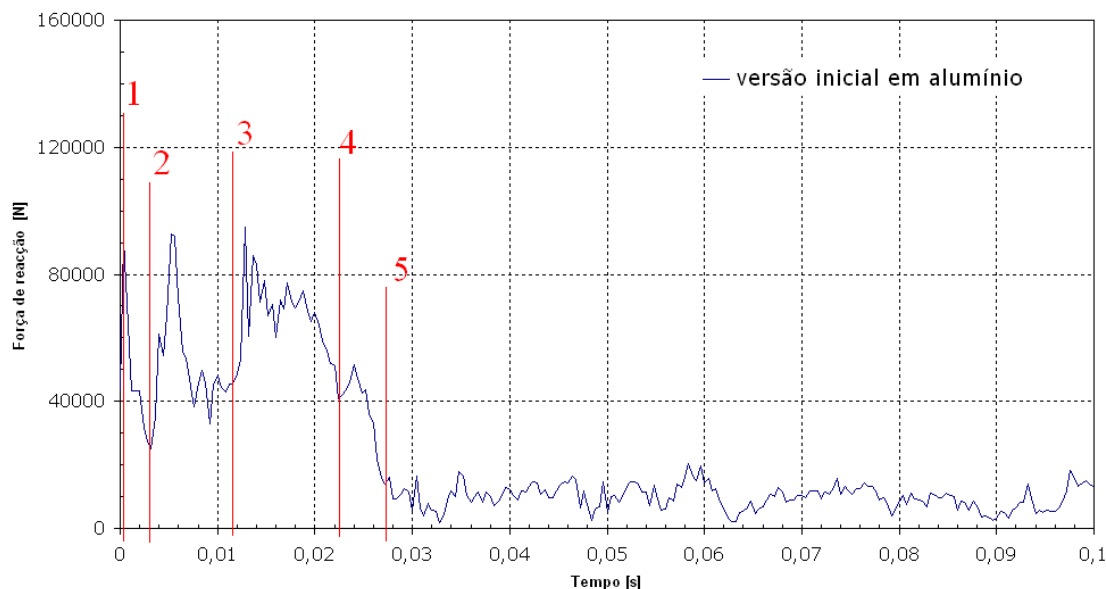


Figura 5.13: Momentos importantes do impacto da estrutura de alumínio.

5.5.3 Intrusão no habitáculo dos ocupantes

Na imagem da figura 5.16 mostram-se os pontos onde foram medidos os deslocamentos de modo a determinar a intrusão no espaço dos ocupantes, segundo a metodologia usada para a estrutura de aço (descrita na Secção 5.4.3). No gráfico da figura 5.17, apresentam-se as curvas dos deslocamentos na direcção do impacto, que permitiram calcular a intrusão no espaço dos ocupantes. A partir dos dados da curva deslocamento-tempo, foi obtido um deslocamento máximo $\Delta_l = 273.4$ mm. Sendo o comprimento inicial do habitáculo de 1147.4 mm, a deformação calculada é cerca de 19%. Em relação ao compactamento da longarina frontal direita, seguiu-se o procedimento descrito na Secção 5.4.3. A partir da medição do deslocamento de dois pontos nas extremidades do tubo (ver figuras 5.19 e 5.18) chega-se, através da expressão 5.7, a um comprimento inicial do tubo $l_0 = 432.7$ mm, um deslocamento $\Delta_l = 154.2$ mm e a uma deformação máxima $\varepsilon = 36\%$.

5.5.4 Acelerações

A aceleração foi calculada a partir da medição da força exercida pela estrutura na barreira, como foi descrito na Secção 5.4.4. A curva da aceleração encontra-se representada no gráfico da figura 5.20. A estrutura de alumínio é sujeita a acelerações que se encontram em duas fases distintas do impacto. Num primeiro momento, a aceleração apresenta grandes oscilações em torno de um valor médio de 6.5 g, atingindo as maiores magnitudes, sendo o maior pico de 9.9 g. Numa segunda fase, a partir de $t = 0.03$ s, a aceleração cai para um patamar em que permanece quase constante, com oscilações que pouco se afastam da amplitude média de 1 g. Este período inicia-se quando a extremidade da longarina direita densifica e a estrutura começa a rodar em torno da zona do impacto, num movimento aproximadamente circular. O gráfico da figura 5.21 mostra a curva da velocidade de um ponto na extremidade traseira da longarina. Neste gráfico, pode identificar-se o instante $t = 0.03$ s, a partir do qual a velocidade tende a estabilizar. Sendo a velocidade constante, conclui-se que a aceleração da estrutura tem maioritariamente aceleração centrípeta, o que implica que a deformação da estrutura já não está a influenciar significativamente o movimento.

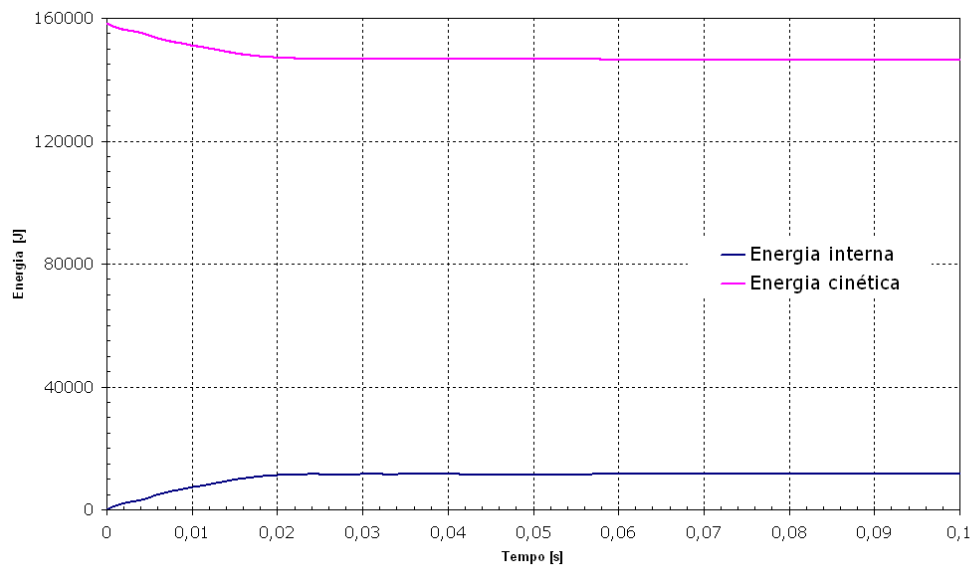


Figura 5.14: Gráfico da energia cinética e da energia interna, na estrutura de alumínio, em função do tempo.

Com as limitações apresentadas na Secção 5.4.4, pode fazer-se uma estimativa da aceleração a partir do gráfico da velocidade, recorrendo à expressão 5.8. Para um raio de rotação de 3.334 m, e considerando, a partir do gráfico da figura 5.21, que o ponto tem uma velocidade média de 6.5 m/s a partir de $t=0.03$ s, chega-se a uma aceleração de 1.29 g. Confrontando com a aceleração representada no gráfico da figura 5.20, a partir do mesmo instante, conclui-se que os valores são semelhantes.

5.6 Comparação de Resultados

Da análise dos resultados do gráfico da figura 5.22, pode observar-se que até $t=0.02$ s a deformação é análoga nas duas estruturas. Os picos de força dão-se nos mesmos instantes de tempo, o que significa que as dobras formam-se ao mesmo tempo e em igual número. A diferença entre as duas reside na força responsável pela formação das dobras, que é sempre maior no aço, já que a sua resistência mecânica é maior. A partir de $t=0.02$ s, a curva da força deixa de se comportar da mesma forma nas duas estruturas. A estrutura de alumínio absorve quase toda a energia do impacto nas extremidades das longarinas, pelo que a transição para o movimento do corpo rígido, caracterizado por uma força quase constante, acontece de uma forma quase instantânea. Isto não acontece na estrutura de aço. Nesta, apenas parte da energia é absorvida pelas longarinas, sendo a restante energia transmitida ao resto da estrutura, num momento do impacto em que há movimento devido à deformação das longarinas e à rotação da estrutura em torno da aresta da barreira. Isto é visível principalmente na zona do ângulo das longarinas, que entra em cedência e deforma mais do que o mesmo elemento na estrutura de alumínio (ver figuras 5.9(b) e 5.18(b)).

Pode considerar-se que a energia cinética das estruturas tem duas componentes. Uma relativa à massa aplicada aos pontos de referência e outra relacionada com a massa da estrutura. Através dos dados do gráfico da figura 5.23, chegou-se à conclusão que a estrutura de aço tem mais 13.2% de energia cinética, já que o aço é um material mais denso. Como seria de esperar, a absorção de energia é mais demorada na estrutura de aço. A energia da estrutura de alumínio é estabilizada em 50% do tempo da estrutura de aço. Como um aumento de 13.2% de energia representou um

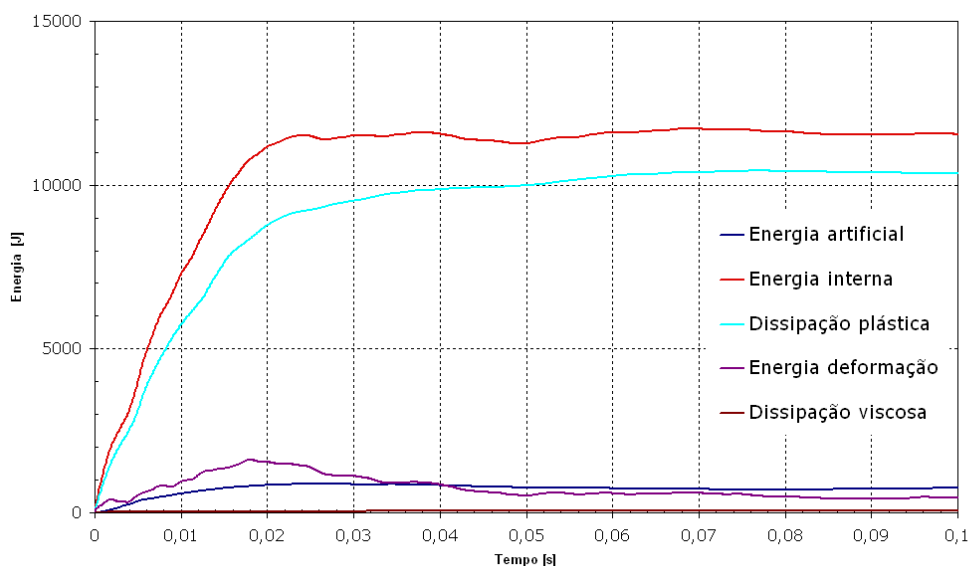


Figura 5.15: Componentes da energia dissipada pela estrutura de alumínio.

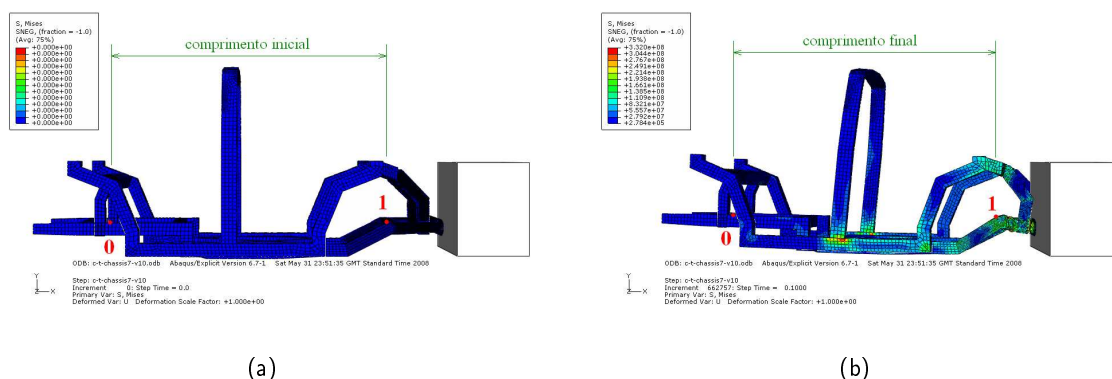


Figura 5.16: Intrusão da estrutura de alumínio no espaço dos ocupantes: (a) delimitação do habitáculo; (b) deformada da estrutura e medição do comprimento final.

aumento do tempo de 50%, conclui-se que a absorção da energia terá sido significativamente mais eficiente na estrutura de alumínio.

O estudo da intrusão demonstrou resultados, resumidos na tabela 5.3, que à partida não seriam esperados, já que ambos os elementos da estrutura de aço deformaram mais do que os da estrutura de alumínio. Supostamente, tal não deveria acontecer porque o aço tem um módulo de Young superior ao do Alumínio. A primeira explicação para este resultado estará mais uma vez relacionada com o peso mais elevado da estrutura de aço. Uma segunda explicação tem a ver com a forma como as tensões são distribuídas pela estrutura. Com Alumínio, a tensão é transmitida a toda a periferia da zona do impacto. Já com aço, as tensões mais elevadas mantêm-se na longarina, o que se traduz numa extremidade bastante compactada e numa dobra acentuada da longarina na zona onde forma um ângulo.

A estrutura de aço consegue uma diferença de deformação entre habitáculo e extremidade das longarinas de 26%, repetindo-se o mesmo valor para a estrutura de alumínio.

A análise das acelerações da estrutura nos dois materiais permite concluir que o Alumínio

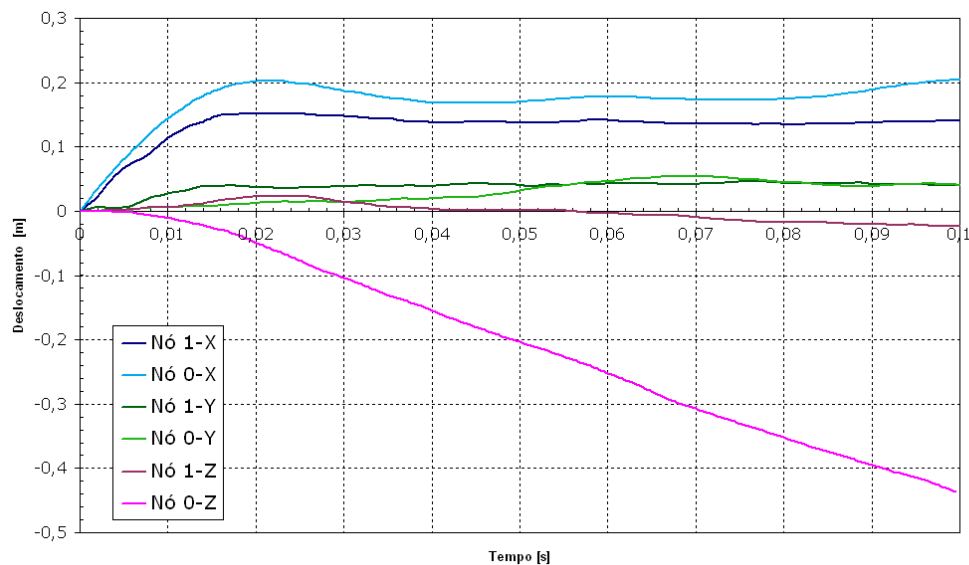


Figura 5.17: Medição da intrusão da estrutura de alumínio no espaço dos ocupantes.

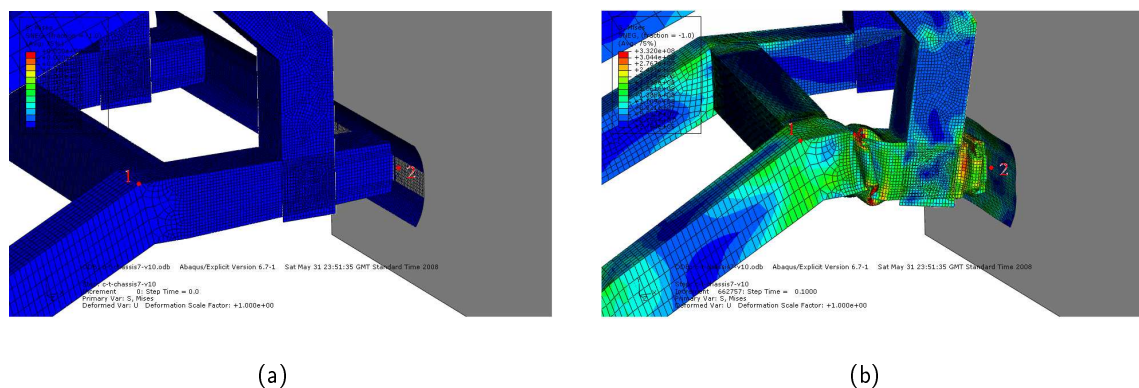


Figura 5.18: Compressão da extremidade das longarinas da estrutura de alumínio: (a) antes do impacto e (b) depois do impacto.

proporciona melhores resultados. No gráfico da figura 5.24, pode observar-se a sobreposição das curvas de aceleração da estrutura nos dois materiais. A primeira conclusão a tirar é que as acelerações são menores não só nos valores de pico, como em toda a duração da simulação na estrutura de alumínio. O patamar inicial de aceleração instável que caracteriza o comportamento das duas estruturas tem um valor médio de 6.5 g com um pico máximo de 9.9 g na estrutura de alumínio, enquanto que na estrutura de aço, o maior pico de aceleração atinge os 14.8 g num patamar de 10 g. No entanto, as acelerações a que a estrutura está sujeita não são críticas para o corpo humano. Na tabela 5.4 encontram-se os valores de referência dos critérios usados para determinar o *crashworthiness* dos veículos automóveis. Comparando com o valor de aceleração mais exigente, de 30 g para a cabeça durante 3 ms, podemos ver que os picos de aceleração da estrutura têm uma duração próxima dos 3 ms, mas com magnitude de cerca de 14.8 g, ou seja metade do valor tolerável. Pode também reparar-se que a estrutura de alumínio evita um pico de aceleração que na estrutura de aço acontece perto de $t=0.01$ ms. Outra vantagem da estrutura de alumínio é a de passar de acelerações altas para acelerações baixas em menos tempo. Como se

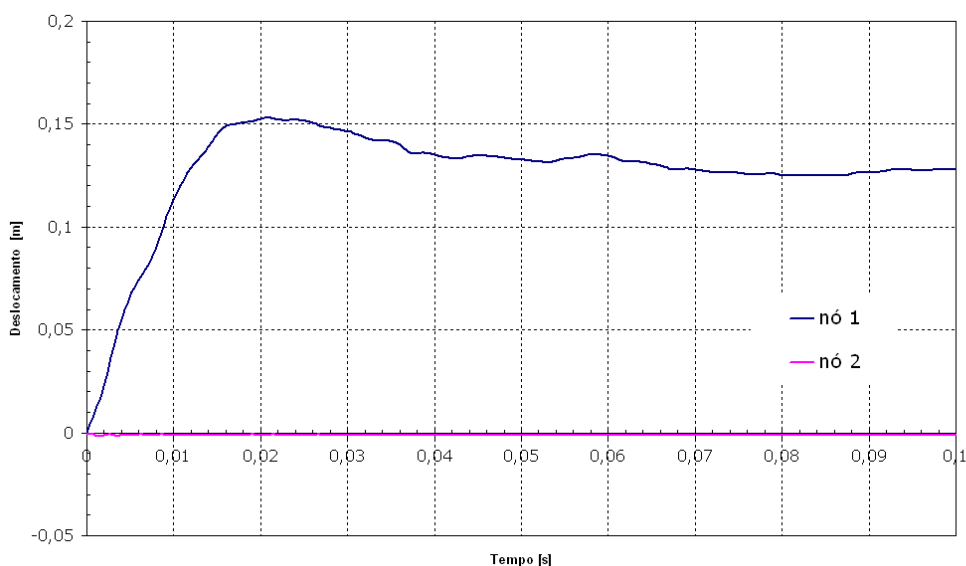


Figura 5.19: Compressão das extremidades das longarinas da estrutura de alumínio.

Tabela 5.3: Deformação de elementos da estrutura.

Elementos	Aço	Alumínio
habitáculo	18%	19%
tubo	42%	36%

pode ver na tabela 5.5, as acelerações são prejudiciais não só pela sua magnitude, mas também pelo tempo a que o corpo está sujeito a elas. Se a exposição for longa, a magnitude tolerável será menor. A estrutura de alumínio consegue transitar de um patamar de acelerações elevadas com grandes oscilações para um patamar de aceleração mais baixa e quase constante em apenas 0.030 s. A estrutura de aço demora 0.056 s para fazer essa transição, ou seja, quase o dobro do tempo. Deve ressaltar-se que a aceleração registada na cabeça do passageiro seria maior do que a aceleração média aqui analisada. Contudo, a aproximação aqui apresentada é razoável e útil na comparação de *crashworthiness* das duas estruturas.

De modo a melhor entender a tabela 5.5, segue-se uma pequena explicação. É prática habitual fazer a distinção em quatro tipos de aceleração, que diferem entre si na direcção e sentido, porque o corpo humano não suporta a aceleração de forma igual em todas as direcções. Os dois primeiros tipos são acelerações na horizontal, de trás para a frente ou de frente para trás. +G_x é aceleração, -G_x é desaceleração, o tipo de aceleração estudado neste trabalho. O terceiro e quarto tipos são acelerações de cima para baixo ou de baixo para cima, às quais o corpo humano é menos tolerante (+G_z e -G_z).

Tabela 5.4: Parâmetros de avaliação de *crashworthiness* de veículos automóveis vigentes na Europa [21].

Tipo	ECE-R94 96/79/Eg	ECE-R95 96/27/Eg	EuroNCAP	EuroNCAP	EuroNCAP
	Front ODB	Side ODB	Impacto frontal	Impacto lateral	Poste lateral
Costelas	-	-	-	-	-
Peito (3 ms)	60g	-	60g	-	-
Cabeça (3 ms)	-	-	30g	-	-
Compressão peito	50 mm	42 mm	50 mm	42 mm	-
VC	1 m/s	1 m/s	1 m/s	1 m/s	-
TTI	-	-	-	-	-
Abdomen	-	25 kN	-	25kN	-
Pelvis	-	-	-	-	-
Zona púbica	-	6 kN	-	6 kN	-
Fêmur	força/tempo	-	força/tempo	-	-
Joelho	15 mm	-	15 mm	-	-
Anteperna	8 kN	-	8 kN	-	-
Tíbia Index	1.3	-	1.3	-	-

Tabela 5.5: Valores toleráveis pelo corpo humano de aceleração durante um determinado tempo.

Tempo [min]	+Gx	-Gx	+Gz	-Gz
0.01	35	28	18	8
0.03	28	22	14	7
0.1	20	17	11	5
0.3	15	12	9	4.5
1	11	9	7	3.3
3	9	8	6	2.5
10	6	5	4.5	2
30	4.5	4	3.5	1.8

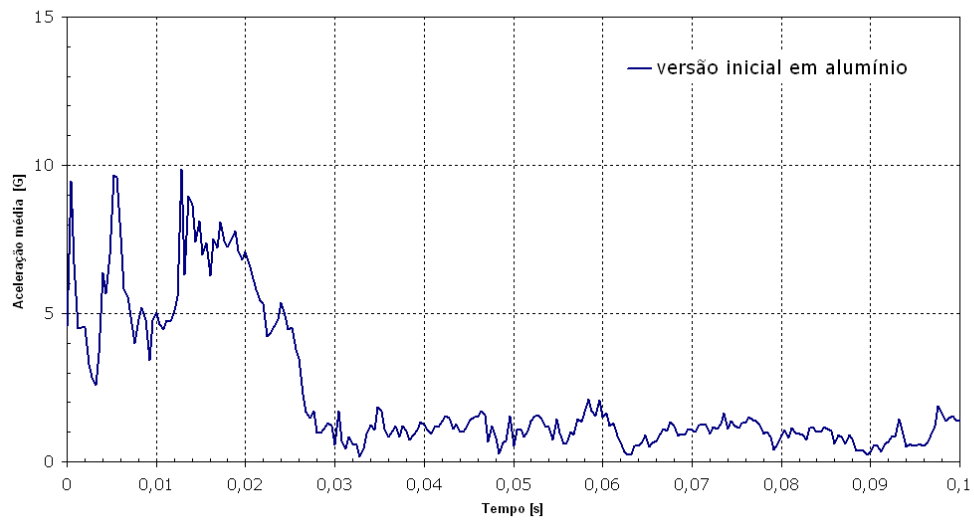


Figura 5.20: Aceleração da versão inicial da estrutura de alumínio.

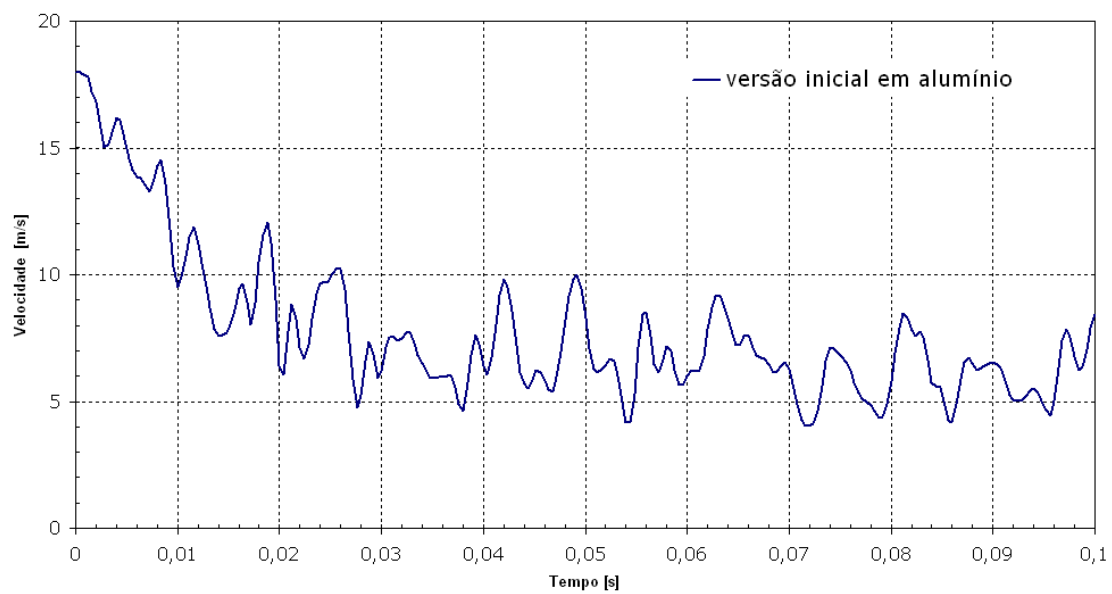


Figura 5.21: Velocidade de um ponto na extremidade traseira da longarina.



Figura 5.22: Força exercida pela estrutura de aço e em Alumínio na barreira.

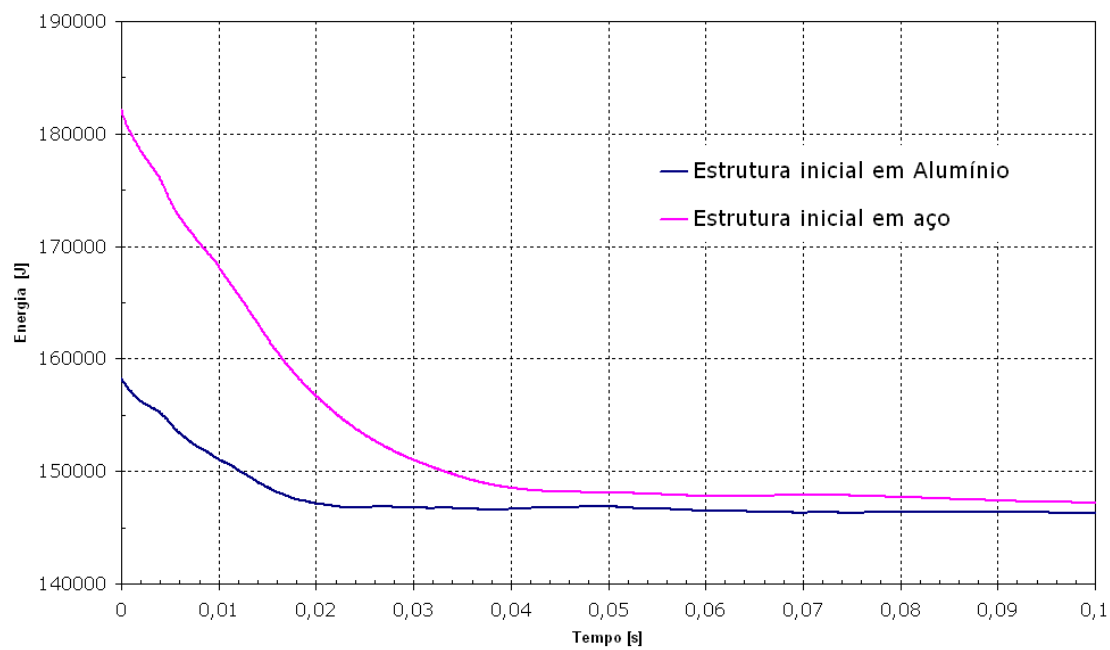


Figura 5.23: Dissipação da energia cinética para as estruturas em aço e Alumínio.

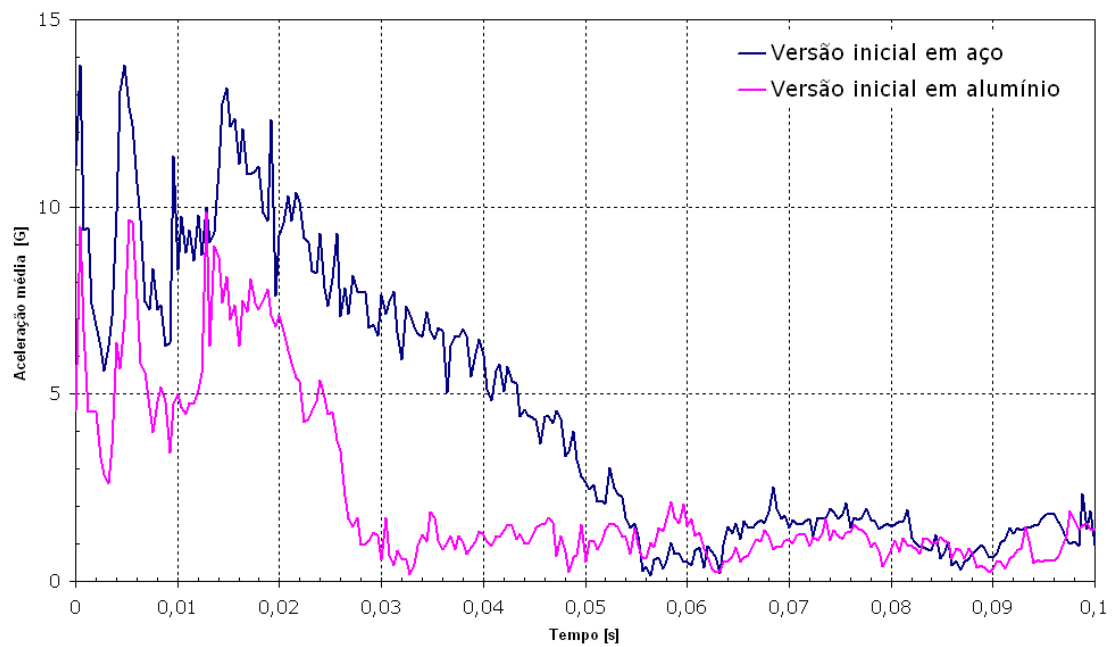


Figura 5.24: Comparação das acelerações médias da estrutura de aço e de Alumínio num dos pontos.

Capítulo 6

Optimização

Descreve-se o processo de modificação da estrutura, de modo a otimizar o seu comportamento durante o impacto e repete-se a análise dinâmica. Apresentam-se os resultados obtidos, assim como a comparação destes com os da estrutura inicial.

6.1 Introdução

A capacidade da estrutura de um automóvel proteger os passageiros em caso de impacto é avaliada de duas formas. Uma é a aptidão para evitar a intromissão de elementos da estrutura no espaço dos passageiros. A outra é a capacidade de absorver de uma forma gradual (adequar à escala típica da duração de um impacto desta natureza) a energia durante o impacto. Existe uma noção clara da estratégia para conseguir estes dois objectivos, que passa por construir um habitáculo extremamente rígido — em que esta rigidez é conseguida à custa da selecção de materiais e espessuras elevadas dos perfis, ou da geometria de construção — e conseguir que os extremos da viatura sejam facilmente deformáveis (de novo, deve-se adequar à escala das energias envolvidas no impacto de um automóvel), em que esta “deformabilidade” passa, em geral, pela destruição de alguns componentes. A figura 6.1 mostra um carro que resiste a um *crash-test* de uma forma adequada. Pode-se constatar que a maior parte da energia do impacto foi absorvida pela parte da frente da viatura. Já a parte posterior ao pilar A conserva-se intacta. Deve-se reparar que nem o pilar A, nem as longarinas arqueiam, o que demonstra a rigidez do material do qual são construídos e um desenho bem conseguido no que diz respeito à geometria do *chassis*.

Importando estas duas linhas directrizes para a prática surgem problemas em conciliar estes dois comportamentos numa estrutura que, no seu todo, é geometricamente complexa e que tem de permitir conforto e fruição estética ao utilizador do veículo, bem como ter um peso reduzido ao máximo para diminuir os gastos de energia.

Como será demonstrado, o comportamento da estrutura proposta inicialmente não é ideal do ponto de vista do *crashworthiness*. Portanto, é necessário efectuar um processo de optimização que actue sobre as variáveis que mais influenciam a absorção de energia de impacto. Na Secção que se segue, a optimização incidirá sobre a geometria da dianteira da estrutura, aplicando — à semelhança do Capítulo anterior — dois materiais diferentes: aço e Alumínio.

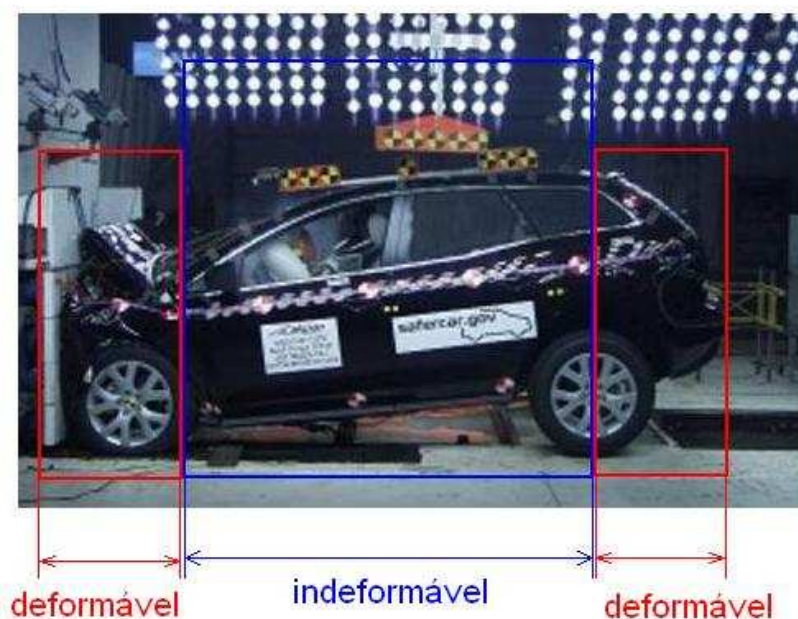


Figura 6.1: Esquema da absorção de impacto de um veículo.

6.2 Conclusões da análise dinâmica

Com base nos dados recolhidos na análise dinâmica da estrutura proposta inicialmente, torna-se possível identificar os factores que influenciam a estrutura durante o impacto, permitindo actuar sobre eles de modo a optimizar a capacidade da estrutura absorver energia de impacto de forma segura para os passageiros.

A primeira observação a fazer parte da mera análise visual dos resultados do Capítulo 5. Usando aço ou Alumínio na estrutura, o acoplamento da garra à longarina impede a formação natural de dobras, já que reforça significativamente a rigidez do tubo, o que é de todo inconveniente. Como já foi referido na Secção 2.4, a eficiência da absorção de energia de um tubo melhora com o número de dobras formadas.

Outro problema do acoplamento da garra àquela zona das longarinas tem a ver com a intrusão. Como a garra deforma juntamente com as longarinas, essa deformação é transmitida a outros elementos da estrutura, contrariando o efeito desejado de conseguir uma deformação muito localizada na dianteira do veículo e um habitáculo quase indeformável.

O comportamento da aceleração da estrutura também pode ser melhorado. Ambas as curvas do gráfico da figura 5.24 são caracterizadas por grandes variações na aceleração numa fase inicial, em que os valores máximos são muito maiores do que o valor da aceleração na fase em que estabiliza. Estes picos de aceleração devem-se à rigidez elevada das extremidades das longarinas, conferida pelo acoplamento da garra. Como tal, a resolução dos problemas identificados anteriormente irá contribuir para a diminuição dos picos de aceleração.

Em relação aos valores de aceleração toleráveis pelo corpo humano, usaremos, como termo de comparação, os da tabela 5.5 [22]. Através destes valores, podemos concluir que a integridade dos passageiros não seria comprometida. A exposição à aceleração indicada nesta tabela corresponde a um pico de 28 g num período de 0.6 s. No gráfico da figura 5.11, correspondente à estrutura de aço, verificamos que as acelerações mais elevadas são atingidas num período de 0.05 s, mais curto do que o valor tabelado, nunca ultrapassando os 14 g. Com o processo de optimização, é esperado que estes valores da aceleração e respectiva duração sejam diminuídos.

6.3 Optimização do chassis

De acordo com as conclusões apresentadas na Secção 6.2, o chassis foi modificado de modo a tornar a estrutura mais segura para os passageiros em situação de impacto. A geometria da estrutura foi modificada de modo a que a zona das extremidades das longarinas não fosse tão rígida. Como este excesso de rigidez era conferido pelo acoplamento das garras (figura 6.2(a)), este foi deslocado para uma zona da estrutura onde um aumento da rigidez fosse benéfico. As garras passaram a ser acopladas à travessa, como é mostrado na figura 6.2(b).

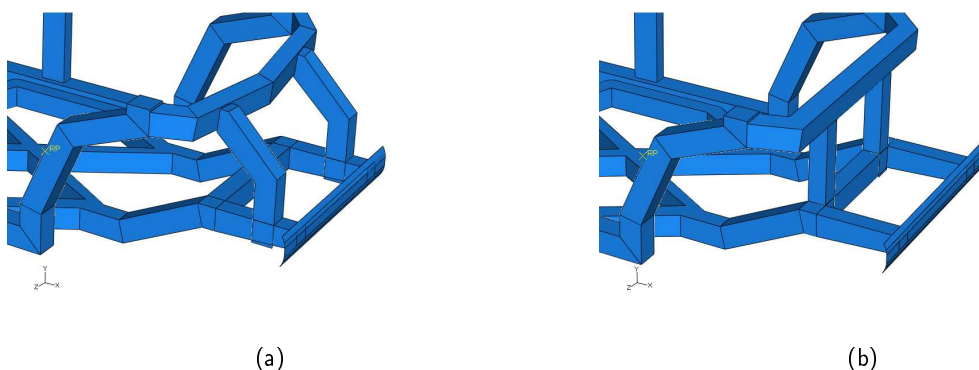


Figura 6.2: Optimização através da modificação da estrutura: (a) estrutura inicial e (b) estrutura otimizada.

Todos os parâmetros utilizados neste Capítulo, no que diz respeito à modelação dos materiais e à modelação numérica, são os mesmos do Capítulo 5, nomeadamente os apresentados nas secções 5.2 e 5.3. A estratégia de aplicação da malha de elementos finitos também foi semelhante. A imagem da frente do chassis com malha e respectivos tamanhos de elemento, nas diversas zonas, encontra-se na figura 6.3. Os dados da simulação encontram-se na tabela 6.1.

Tabela 6.1: Dados da simulação da estrutura otimizada.

Material	Nº elementos	Nº nós	Tempo simulação
Aço	43503	43739	35 h:57 m
Alumínio	43503	43739	37 h:28 m

6.4 Resultados – Estrutura de aço

6.4.1 Descrição do impacto

No gráfico da figura 6.4 está representado o gráfico força-tempo da simulação da estrutura de aço. No instante 1 dá-se o embate da estrutura contra a barreira. No instante 2 há formação de uma dobra. No momento 3, o tubo encontra-se praticamente densificado. No instante 4, a parte superior da estrutura embate contra a barreira. No momento 5, o movimento do pilar A provoca um aumento da força da estrutura contra a barreira. No momento 6, a estrutura deixa de deformar significativamente.

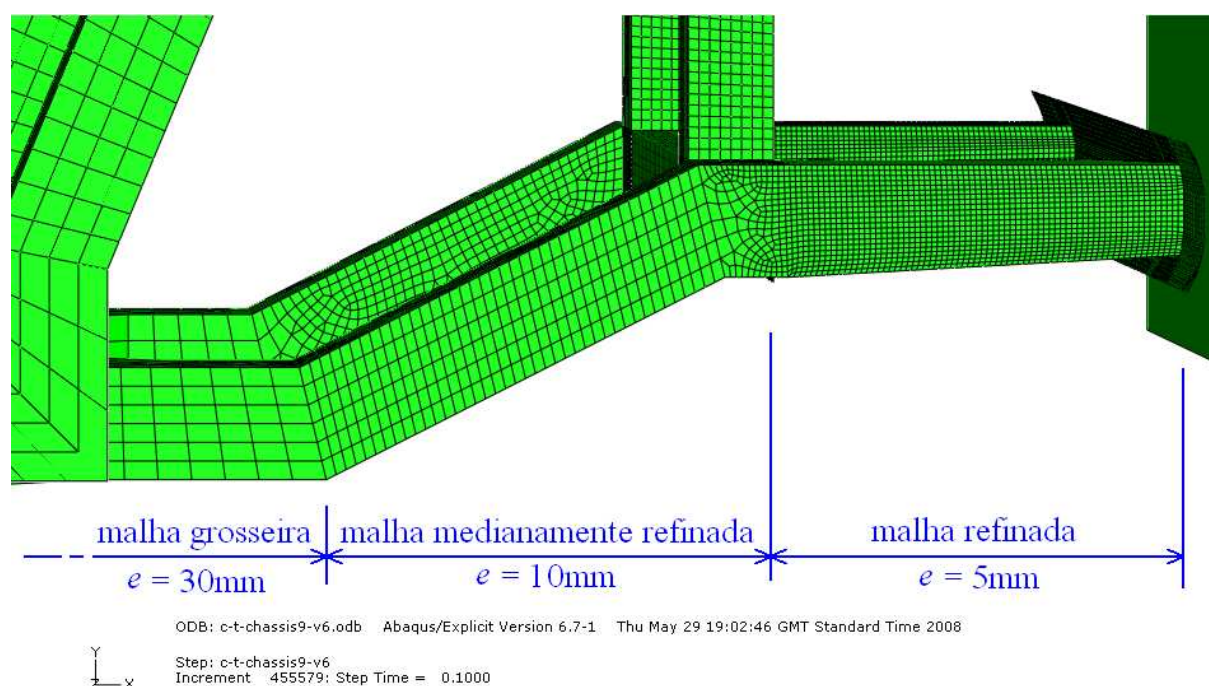


Figura 6.3: Malha de elementos finitos aplicada ao modelo da estrutura otimizada.

6.4.2 Absorção de energia

Como era esperado, de forma semelhante às versões iniciais, pode-se observar no gráfico da figura 6.5 que a estrutura otimizada de aço não dissipou toda a energia cinética inicial. A maior parte conservou-se através do movimento de corpo rígido, que se inicia em $t=0.04$ s quando a deformação finaliza. Inicialmente, a estrutura tinha uma energia cinética de 182 kJ, e após a entrada em movimento de corpo rígido, a energia cinética estabiliza nos 147 kJ. Esta redução de 35 kJ representa 19% de energia absorvida pela deformação da estrutura. A simetria entre as curvas da energia cinética e da energia interna comprova que a diminuição da energia cinética deve-se à absorção da energia de impacto por parte da estrutura.

Analisando o gráfico da figura 6.6, constata-se que, de facto, a maior componente da energia interna é a dissipação plástica. Durante a subida da energia interna, a curva sofre uma pequena perturbação em $t=0.02$ s, que se deve à densificação da extremidade das longarinas (descrito em 6.4.1). Neste instante, há um aumento da energia de impacto que é transmitida à restante estrutura, traduzindo-se em deformação elástica, o que justifica a inflexão da curva da energia de deformação. A componente da dissipação viscosa é desprezável. A magnitude da energia artificial é considerável, mas sendo bastante estável ao longo do ensaio, não tem implicações significativas no comportamento da curva da energia interna.

6.4.3 Intrusão no habitáculo dos ocupantes

O procedimento utilizado para determinar a intrusão no habitáculo e a deformação da extremidade da longarina da estrutura otimizada de aço é o mesmo que foi descrito na Secção 5.4.3. Os pontos usados na medição da intrusão podem ser visualizados nas imagens (a) e (b) da figura 6.7, e as curvas dos seus deslocamentos no gráfico da figura 6.8, a partir das quais a intrusão foi calculada.

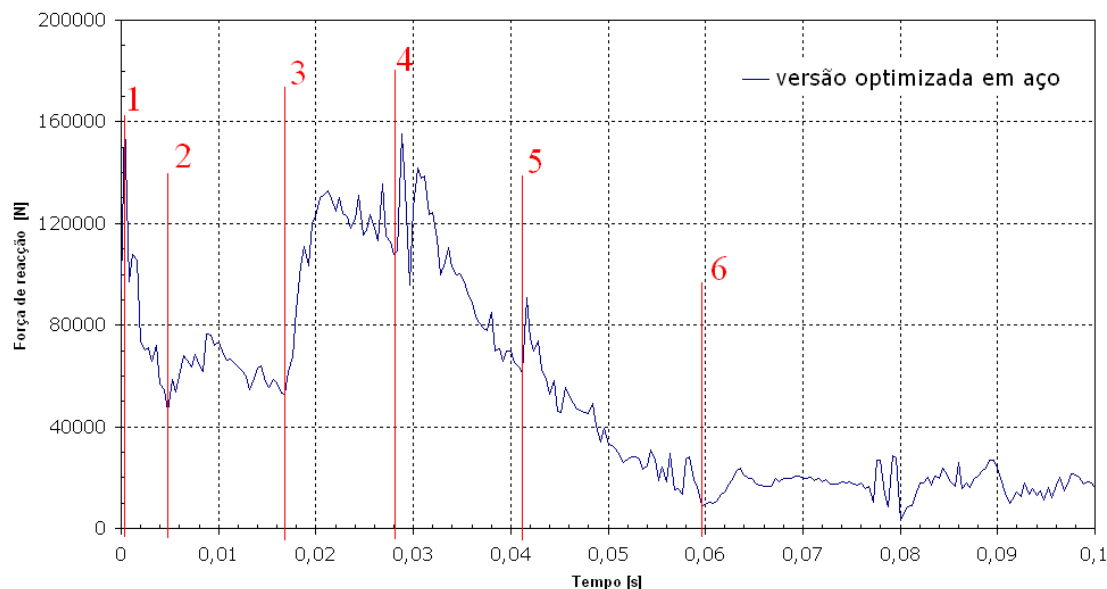


Figura 6.4: Momentos importantes do impacto (estrutura de ação).

Os pontos que delimitam as extremidades do tubo da longarina encontram-se representados nas imagens (a) e (b) da figura 6.9, e os seus deslocamento no gráfico da figura 6.10. A zona do habitáculo da estrutura otimizada tem um comprimento inicial $l_0=1590.2$ mm. No fim do ensaio, calculou-se a diminuição do comprimento $\Delta l=279.4$ mm. Aplicando a expressão 5.7, chega-se a uma deformação de 18%.

Em relação    compactação da extremidade das longarinas, para um comprimento inicial de $l_0=432.7$ mm, e após o cálculo do deslocamento $\Delta l=275.8$ mm, chegou-se a uma deformação da extremidade do tubo de 64%.

6.4.4 Aceleração

A aceleração da estrutura foi calculada da forma descrita na Secção 5.4.4.

Como se pode observar no gráfico da figura 6.11, a deformação da estrutura durante o impacto está dividida em quatro períodos distintos. O primeiro período, do instante inicial até $t=0.005$ s corresponde ao embate contra a barreira, no qual é atingido o maior pico de aceleração, de 14.6 g. Depois, de $t=0.005$ até $t=0.018$ s, a aceleração entra num patamar de aceleração mais baixo e quase estabilizado nos 6 g, que coincide com a formação de dobras. Em $t=0.018$ s, a parte superior da estrutura embate na barreira, sujeitando a estrutura a um patamar de aceleração mais elevado, chegando aos 14 g. Em $t=0.032$ s, a energia do impacto começa a ser absorvida pelo ângulo das longarinas, e a aceleração começa a baixar quase linearmente até $t=0.06$ s, instante em que a estrutura apresenta uma aceleração baixa e aproximadamente constante de valor 1 g, ou seja, quando a estrutura já está em movimento de corpo rígido, girando em torno da zona de impacto. Como se pode ver na figura 6.12, a extremidade traseira da longarina entra num patamar de velocidade constante em $t=0.045$ s. Deste modo pode-se concluir que a estrutura inicia o seu movimento de corpo rígido ainda enquanto se deforma.

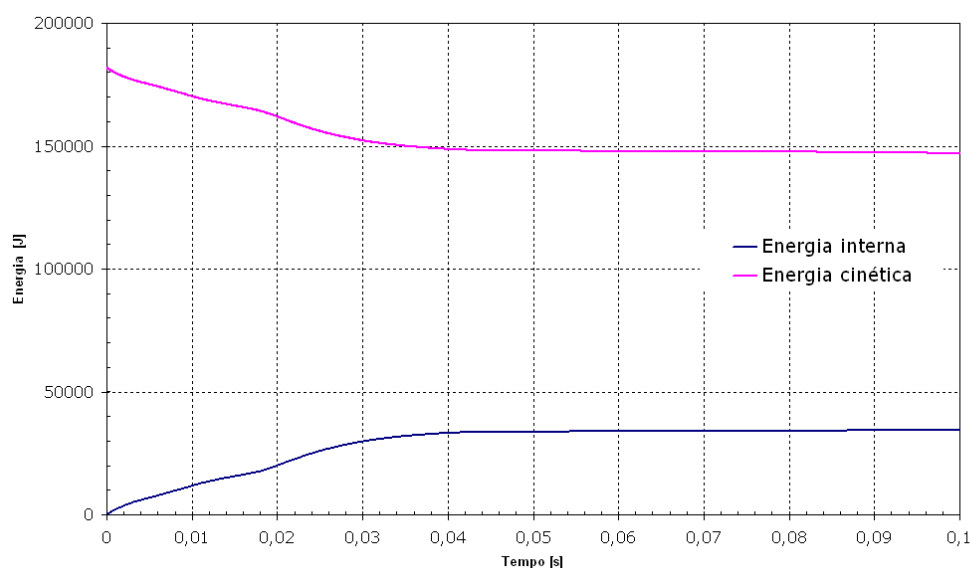


Figura 6.5: Evolução da energia cinética e da energia interna ao longo do tempo, na estrutura otimizada de aço.

6.5 Resultados – Estrutura de Alumínio

6.5.1 Descrição do impacto

Segue-se a descrição dos momentos importantes do impacto da estrutura de Alumínio, feita a partir do gráfico força-tempo da figura 6.13. No instante 1, a estrutura embate contra a barreira. Nos momentos 2, 3, 4 e 5, os picos de força marcam o início de formação de dobras. Deve ser referido que no instante 3, o tubo da extremidade da longarina direita deixa de deformar predominantemente na direcção axial. No instante 6 dá-se a densificação do tubo.

6.5.2 Absorção de energia

Observando-se o gráfico da figura 6.14, conclui-se que apenas uma pequena parte da energia cinética foi absorvida pela estrutura. A maior parte da energia cinética inicial conserva-se devido ao movimento de corpo rígido da estrutura, que ocorre a partir de $t=0,04$ s (instante identificado na figura 6.13). Neste espaço de tempo, a energia cinética decresce de 158054 J para 146360 J, correspondendo a uma fracção de 7% de energia absorvida pela estrutura. Existe simetria entre as curvas da energia interna e da energia cinética, o que prova essa energia cinética foi absorvida pela estrutura.

No gráfico da figura 6.15, pode observar-se que a maior componente da energia interna é a dissipação plástica. A curva da energia interna apresenta uma ligeira instabilidade até $t=0,03$ s, que é conferida pela componente da energia de deformação, que se comporta desta forma devido à formação das dobras nas extremidades das longarinas. A componente da dissipação viscosa é desprezável. A influência da energia artificial no comportamento da curva da energia interna não é relevante.

6.5.3 Intrusão no habitáculo dos ocupantes

O estudo da intrusão no habitáculo e da compressão das extremidades das longarinas da estrutura otimizada de Alumínio foi semelhante ao da Secção 5.4.3. Os pontos do habitáculo usados na

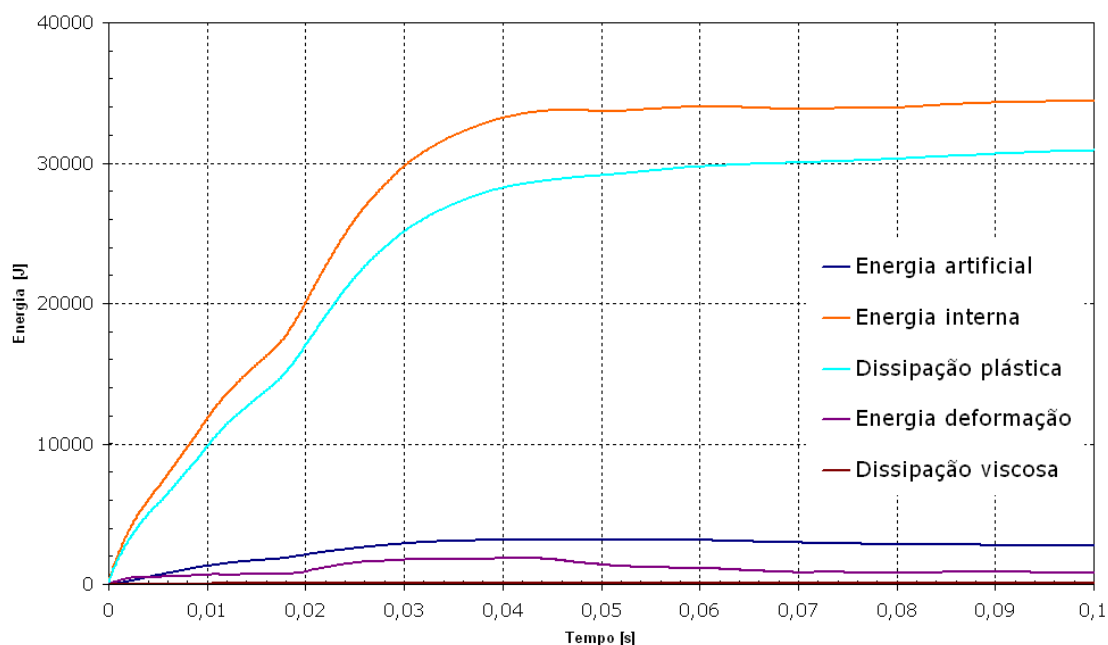


Figura 6.6: Componentes da energia dissipada pela estrutura de aço.

medição dos deslocamentos encontram-se identificados nas imagens (a) e (b) da figura 6.17, e os respectivos deslocamentos encontram-se representados no gráfico da figura 6.16. A partir destes foi calculada uma redução do comprimento do habitáculo $\Delta l = 275.5$ mm. Sendo o comprimento inicial $l_0 = 1590.2$ mm, chegou-se a uma deformação de 17%.

Em relação à compressão da extremidade da longarina direita, os pontos onde os deslocamentos foram medidos estão representados nas imagens (a) e (b) da figura 6.18. Para estes pontos, as curvas dos deslocamentos medidos encontram-se no gráfico da figura 6.19. Obteve-se uma redução de comprimento $\Delta l = 259.2$ mm. O comprimento inicial do tubo era $l_0 = 432.7$ mm, como tal, obteve-se uma deformação de 64%.

6.5.4 Aceleração

A aceleração da estrutura foi calculada da forma descrita na Secção 5.4.4.

No gráfico da figura 6.20 está representada a evolução da curva da aceleração na estrutura otimizada de Alumínio. Esta pode ser dividida em três fases distintas. Do início do ensaio até $t = 0.005$ s, a estrutura embate contra a barreira, atingindo o maior pico de aceleração do gráfico, de 8.8 g. Numa segunda fase, de $t = 0.005$ s até $t = 0.042$ s, as acelerações caem para um patamar de 3.5 g, caracterizado por alguns picos de pequena amplitude, provocados pela formação das dobras na extremidade da longarina direita. A partir de $t = 0.042$ s, a estrutura entra em movimento de corpo livre, rodando em torno da zona do impacto. Neste período, a aceleração é praticamente constante, sensivelmente 0.5 g. Confrontando com o gráfico da figura 6.21(b), confirma-se que é a partir do instante $t = 0.042$ s que a estrutura entra em rotação, já que a velocidade do ponto identificado na imagem (a) da figura 6.21 estabiliza num valor quase constante. Sendo a velocidade constante, apenas pode haver componente centrípeta da aceleração, o que implica não haver uma componente significativa de aceleração devido à deformação da estrutura.

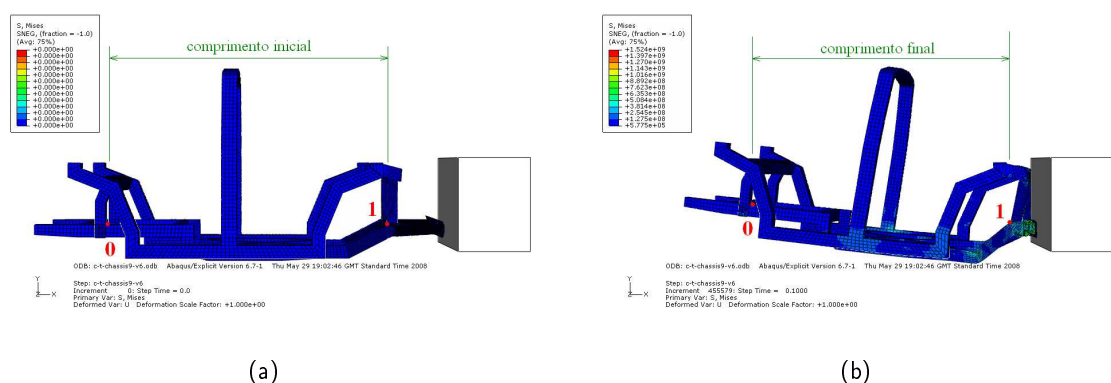


Figura 6.7: Intrusão da estrutura de aço no espaço dos ocupantes; (a) delimitação do habitáculo e (b) deformada da estrutura e medição do comprimento final.

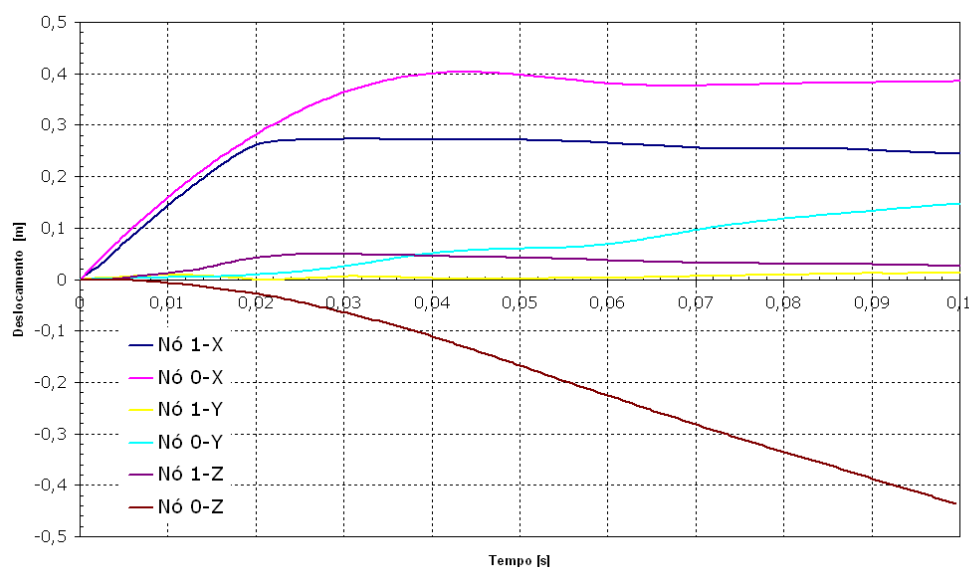


Figura 6.8: Medição da intrusão da estrutura de aço no espaço dos ocupantes.

6.6 Comparação de resultados

A estrutura de Alumínio exerce forças na barreira que são menores do que a estrutura de aço, como se pode observar no gráfico da figura 6.22. Embora isto fosse de esperar, já que a estrutura tem menos energia, por ser mais leve, deve-se reparar que a parte superior da estrutura de aço chega a embater na barreira. De facto, até ao momento deste segundo impacto, em $t=0.03$ s, a estrutura de aço apresenta um comportamento semelhante    de Alumínio. Em comparação com a estrutura inicial, os picos de força exercidos pela versão otimizada, de ambos os materiais, são de menor amplitude no primeiro patamar, embora apresentem um pico inicial mais elevado. A estrutura inicial de aço tem um pico inicial de 152 kN e, no primeiro patamar, exerce uma força média de 110 kN, enquanto que a versão otimizada sofre um pico inicial de 161 kN, ao qual se segue um patamar com uma força média de 95 kN, até $t=0.035$ s. Estes dados representam, da estrutura inicial de aço para a versão otimizada, um aumento de 6% do pico inicial e uma redução de 14% da força exercida no primeiro patamar. Em relação    estrutura de Alumínio, a

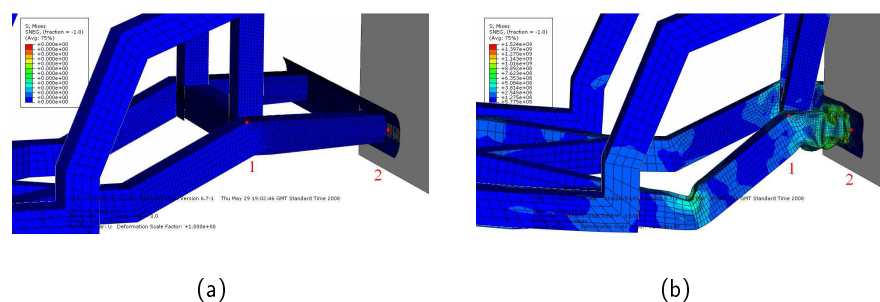


Figura 6.9: Compressão da extremidade das longarinas da estrutura de aço: (a) antes do impacto e (b) depois do impacto.

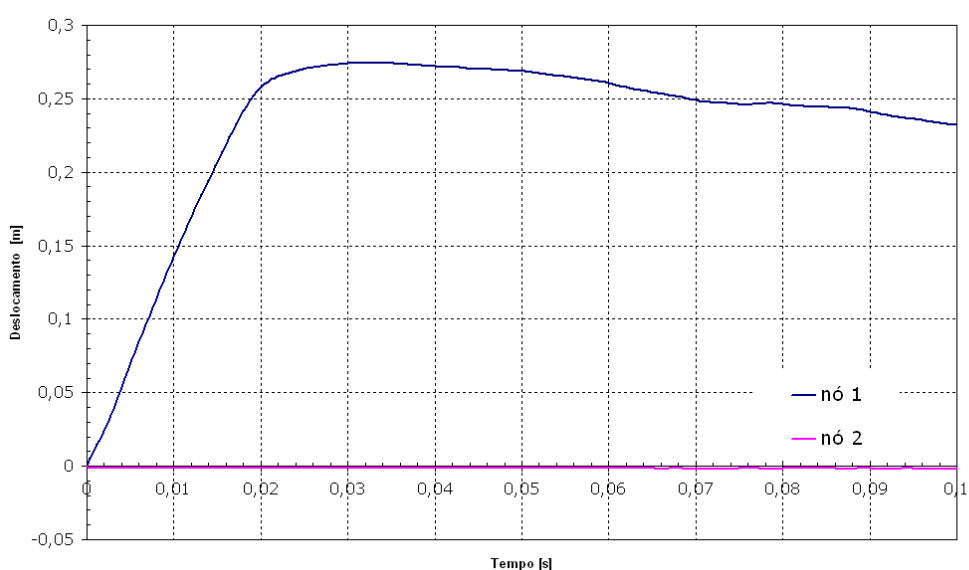


Figura 6.10: Medição da compressão das extremidades das longarinas da estrutura de aço.

estrutura inicial apresenta um primeiro pico de 95 kN, e um patamar de 65 kN. A versão otimizada apresenta um pico inicial de 97 kN e um patamar de 40 kN. Ou seja, há um aumento de 2% do pico inicial e uma redução de 38% do primeiro patamar. Deve ser referido que a redução do primeiro patamar na estrutura de aço é afectada pelo impacto da parte superior da estrutura, sendo essa a principal razão para haver uma diferença tão considerável para a estrutura de Alumínio. Se ao patamar considerado for excluído o período de tempo em que há densificação da extremidade das longarinas e a parte superior da estrutura embate, a partir de $t=0.017$ s, a redução na força seria de 45%.

As curvas da energia cinética da estrutura nos dois materiais encontram-se no gráfico da figura 6.23. A absorção de energia cinética através de deformação plástica, na estrutura de Alumínio, é mais rápida demorando 0.034 s, ao passo que a estrutura de aço demora 0.046 s, ou seja, a estrutura de aço absorve a energia num período de tempo 26% superior ao da estrutura de Alumínio. Como a estrutura de Alumínio é mais leve, tem uma energia cinética inicial inferior. A estrutura de aço tem uma energia cinética inicial de 182009 J e a de Alumínio de 158054 J, o que equivale a um valor 13% superior para a primeira. Nas estruturas iniciais, a energia cinética inicial da estrutura de aço é superior em 13%, demorando mais 50% a ser absorvida do que na estrutura

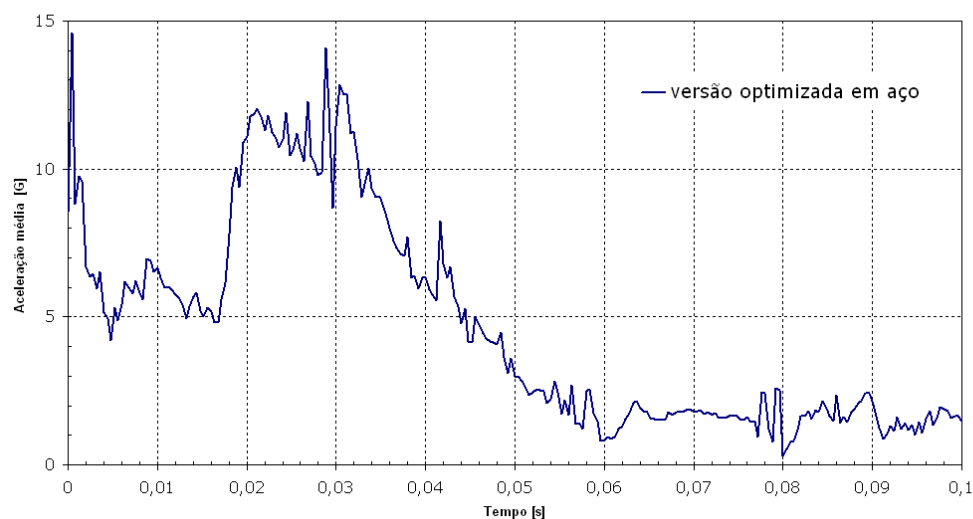
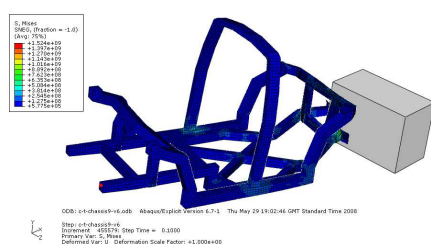
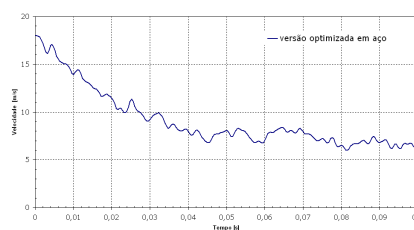


Figura 6.11: Aceleração da versão otimizada da estrutura de aço.



(a)



(b)

Figura 6.12: Medida  o da velocidade num ponto da estrutura: (a) ponto onde a velocidade foi medida e (b) magnitude da velocidade num ponto da estrutura.

de Alumínio. Ambas as estruturas de aço, inicial e otimizada, absorvem 19% da energia cinética através da deformação da estrutura, enquanto que as estruturas em Alumínio absorvem apenas 8% na estrutura inicial e 7% na estrutura otimizada (dados sintetizados na tabela 6.2). A estrutura de Alumínio consegue evitar o embate da parte superior da estrutura, sendo quase toda a energia absorvida através da deformação plástica das extremidades das longarinas. Já na estrutura de aço, este embate acontece, transmitindo a energia do impacto a toda a estrutura. Uma das diferenças importantes na deformação das estruturas é que na estrutura de aço o ângulo da longarina direita cedeu de uma forma acentuada, enquanto que na estrutura de Alumínio foi quase impercetível. Ou seja, na estrutura de aço, falha-se o objectivo de localizar a absorção da energia do impacto nas extremidades das longarinas. Como tal, a estrutura de Alumínio absorve a energia do impacto de uma forma mais eficiente e segura para os passageiros.

Como se pode ver na tabela 6.3, os valores de deformação são muito semelhantes para as estruturas optimizadas de aço e de Alumínio. Em comparação com as versões iniciais, destaca-se a diferença muito maior entre deformações da extremidade das longarinas e do habitáculo. Do valor máximo, referente   estrutura inicial de aço, de 28%, a diferença sobe para 46 e 47%. Isto

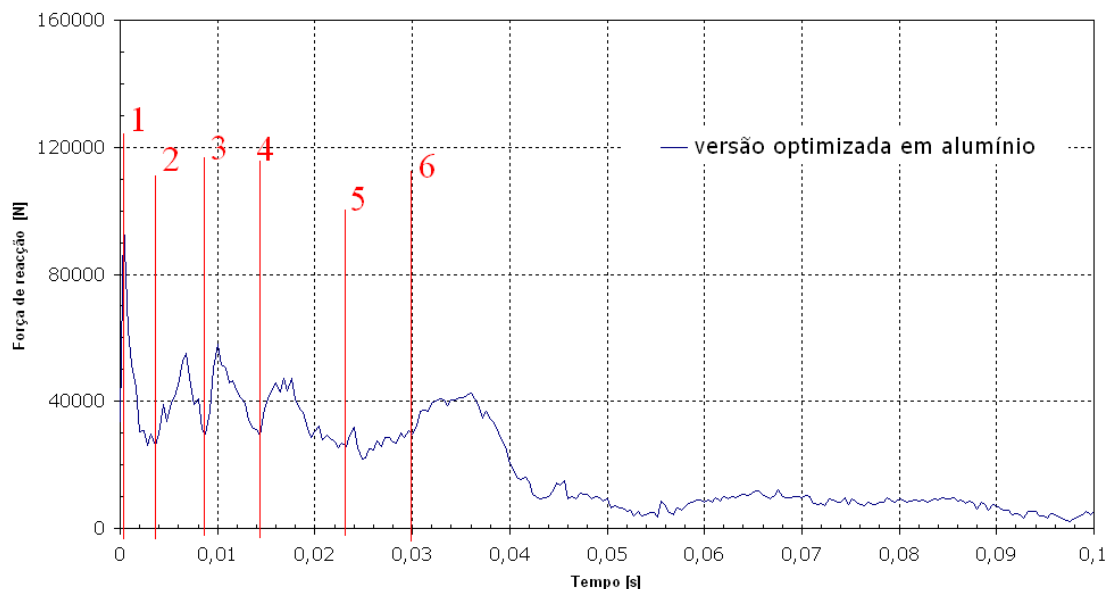


Figura 6.13: Momentos importante do impacto (estrutura de Alumínio).

Tabela 6.2: Absorção da energia cinética nas estruturas em estudo.

Versão	Energia absorvida [%]
Estrutura inicial de Alumínio	8
Estrutura inicial de ação	19
Estrutura otimizada de Alumínio	7
Estrutura otimizada de ação	19

deve-se    diminuição da rigidez das longarinas devido    nova localização do acoplamento das garras. Esta diferença de deformações, não sendo uma vantagem do ponto de vista da intrusão no habitáculo, representa uma melhoria de *crashworthiness*. Na nova configuração, as extremidades das longarinas podem deformar livremente, absorvendo mais energia de impacto que não será transmitida    restante estrutura. A absorção mais suave da energia, através da formação de dobras, será traduzida em menores acelerações. Não se verificaram alterações significativas a nível da deformação do habitáculo, pelo que o processo de optimização não afectou os resultados da intrusão no espaço dos ocupantes. Ainda assim, reafirma-se que os valores de intrusão medidos nas estruturas em estudo não seriam causadores de perigo para os passageiros.

Tabela 6.3: Deformação de elementos da estrutura.

Versão	Habitáculo [%]	Longarina [%]	Diferença [%]
estrutura inicial de Alumínio	19	36	15
estrutura inicial de ação	18	46	28
estrutura otimizada de Alumínio	17	64	47
estrutura otimizada de ação	18	64	46

A análise das acelerações será feita comparando em primeiro lugar as estruturas iniciais e optimizadas para cada material, e depois comparando as estruturas optimizadas nos dois materiais.

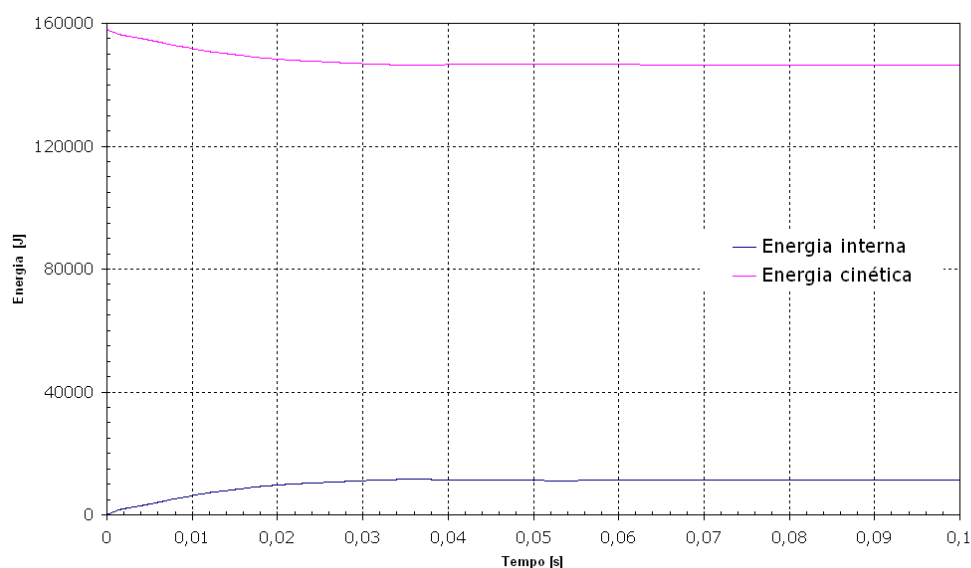


Figura 6.14: Evolução da energia cinética e da energia interna ao longo do tempo, na estrutura otimizada de Al minio.

A estrutura otimizada de Al minio consegue uma redução do pico inicial de aceleração, de 9.9 g na versão inicial, para 8.8 g, representando uma redução de 11% (figura 6.24). Após o pico inicial no instante do impacto, em $t=0.005$ s, a estrutura otimizada de Al minio entra num patamar de aceleração na ordem dos 3.5 G, que dura até $t=0.04$ s, com oscilações muito pequenas quando comparadas com as da versão inicial, que duram até $t=0.03$ s e sujeitam a estrutura a um valor médio de 6.5 g (figura 6.24). Isto representa uma redução de 86% naquele que é o período do impacto mais crítico para os passageiros. Por outro lado, este patamar de aceleração elevada   mais prolongado 0.01 s na estrutura otimizada, o que é normal, já que esta aceleração corresponde à deformação plástica das longarinas; na estrutura inicial o primeiro patamar de aceleração é mais curto porque esta é causada pela absorção de energia de toda a estrutura, constituindo um corpo mais rígido. Conclui-se que através do processo de optimização melhoraram os resultados da aceleração da estrutura de Al minio, do ponto de vista de *crashworthiness*.

A estrutura de aço otimizada também apresenta um pico de aceleração maior do que a da estrutura inicial (figura 6.25). De 13.8 g na estrutura inicial, passa-se para 14.6 g na estrutura otimizada, correspondendo a um aumento de 6%. No início da deformação, a estrutura otimizada de aço parece ter um comportamento semelhante ao da estrutura otimizada de Al minio, apresentando um patamar de aceleração relativamente estável após o pico inicial. Este patamar mant m-se num valor de 5.5 g, sendo mais baixo que o patamar correspondente na versão inicial, que se situa próximo dos 9 g. No entanto, a partir do instante $t=0.02$ s, em que as extremidades das longarinas densificam, acabando por permitir o embate da parte superior da estrutura contra a barreira, há uma nova subida de aceleração, chegando aos 14 g no instante $t=0.03$ s. Este segundo patamar de aceleração s  é reduzido até ao patamar de acelerações baixas, devido ao movimento circular da estrutura após a deformação, em $t=0.06$ s. Concluindo, o comportamento da estrutura otimizada de aço não representa nenhuma vantagem de *crashworthiness*, já que promove períodos de acelerações altas, semelhantes aos da versão inicial. O factor determinante para este resultado é o embate da parte superior contra a barreira.

Do ponto de vista das acelerações, a estrutura otimizada de Al minio consegue os resultados menos prejudiciais para os ocupantes do veículo. Como se pode observar no gráfico da figura 6.26,

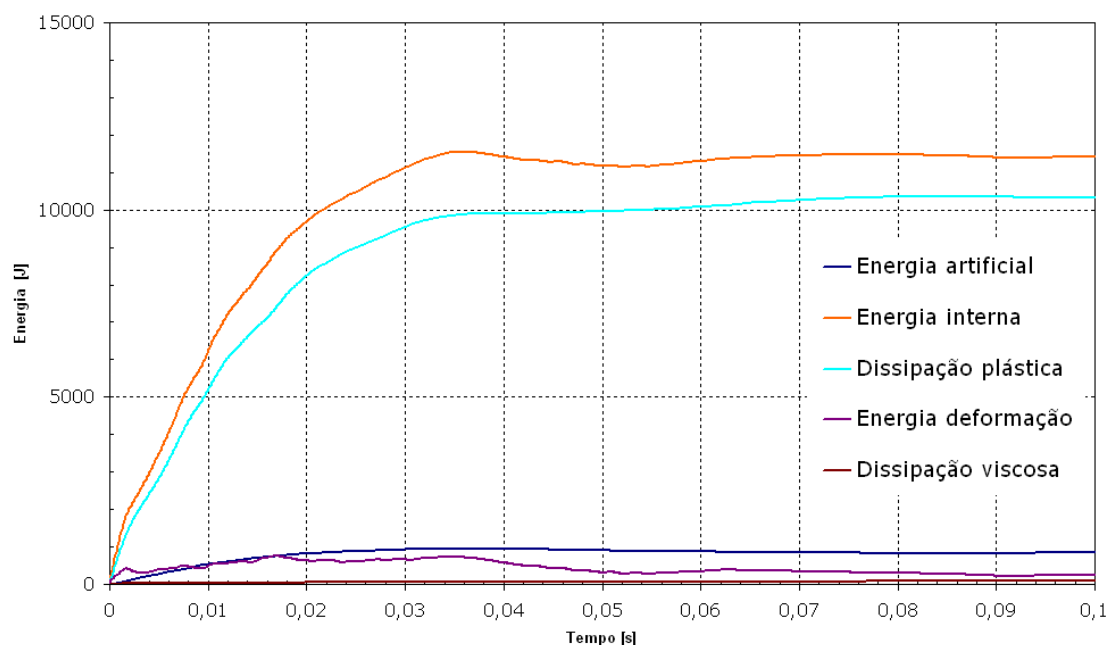


Figura 6.15: Componentes da energia dissipada pela estrutura de Alumínio.

a aceleração da estrutura de Alumínio mant m-se em valores inferiores aos das da estrutura de aço, e com oscilações muito baixas durante todo o período de tempo do impacto. Comparando com os valores de referência da tabela 5.4, verifica-se que a aceleração máxima da estrutura otimizada de Alumínio, 8.8 g, mant m-se 70% abaixo do valor crítico de 30 g, concluindo-se que a aceleração envolvida na absorção da energia de impacto não representa qualquer perigo para a integridade física dos passageiros.

6.7 Inclusão de espuma de Alumínio

6.7.1 Introdução

A estrutura otimizada de Alumínio, por apresentar os melhores resultados de *crashworthiness*, foi escolhida para fazer uma nova simulação, desta vez com a introdução da espuma de Alumínio, de modo a verificar se esta opção melhoraria a prestação de *crashworthiness* da estrutura automóvel.

A partir da pesquisa bibliográfica da Sec  o 2.4, sabe-se que as espumas metálicas podem conferir várias vantagens   estrutura em aplicações de impacto. Analisando o gráfico da figura 6.20, a espuma poderá permitir a estabilização do patamar de aceleração de $t=0.005$ até $t=0.042$ s num valor mais baixo.

6.7.2 Modelação numérica

A estrutura foi modelada exactamente da mesma forma descrita na Secção 6.3, assim como as propriedades do Alumínio utilizado têm também são as mesmas. Ao modelo da estrutura otimizada de Alumínio, foram introduzidas em cada extremidade das longarinas um bloco de espuma de Alumínio (figura 6.27). Estes blocos têm a forma exacta da zona da longarina onde foram encaixados. Não foi definida nenhuma interacção específica entre a estrutura e a espuma.

Para descrever o comportamento da espuma, utilizou-se o modelo *Crushable Foams* com encruamento isotrópico implementado no ABAQUS/Explicit, que é uma simplificação do modelo

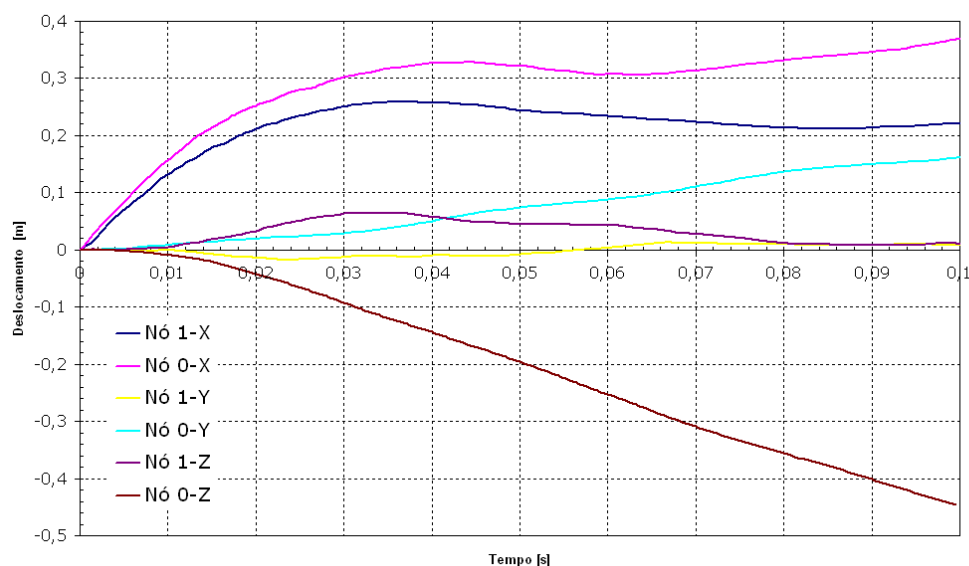


Figura 6.16: Medida  o da intrusão da estrutura de Alumínio no espaço dos ocupantes.

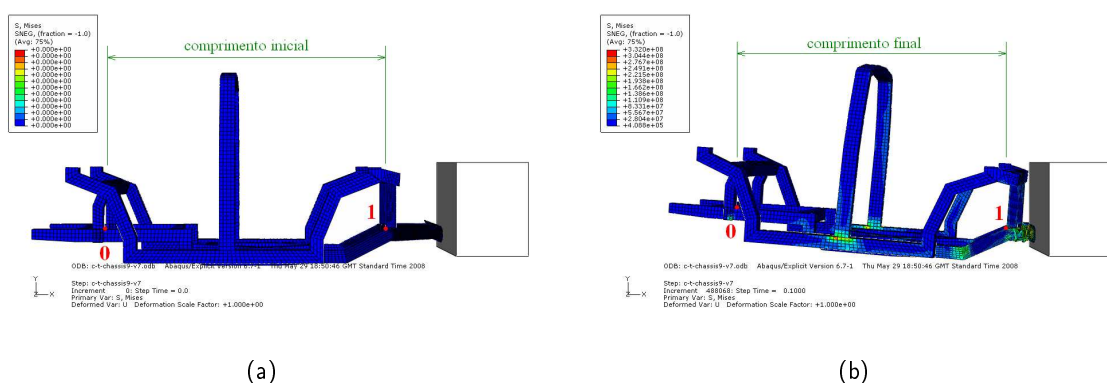


Figura 6.17: Compressão da extremidade das longarinas da estrutura de Alumínio: (a) antes do impacto e (b) depois do impacto.

desenvolvido por Deshpande e Fleck [23].

Foi considerado um coeficiente de Poisson plástico nulo, que é muito próximo do valor real. Assumindo escoamento associativo, o factor de forma da superfície de escoamento plástico passa a ser igual ao da superfície de cedência. O coeficiente das tensões de cedência   compressão fica igual a $\sqrt{3}$, já que se considerou o coeficiente de Poisson plástico nulo.

Além disso, foram introduzidos, no ABAQUS, os seguintes parâmetros para modelar as propriedades da espuma de Alumínio: densidade de 470 kg/m³, módulo de Young de 0.177 GPa e coeficiente de Poisson de 0.3. Para definir o comportamento mecânico da espuma do domínio plástico foram introduzidos os dados da curva de compressão uniaxial. Os dados da curva encontram-se na tabela A.3.

Foram usados elementos C3D8R, na designação do ABAQUS, ou seja, elementos sólidos tridimensionais de oito nós, com integração reduzida e controlo dos modos de energia nulos.

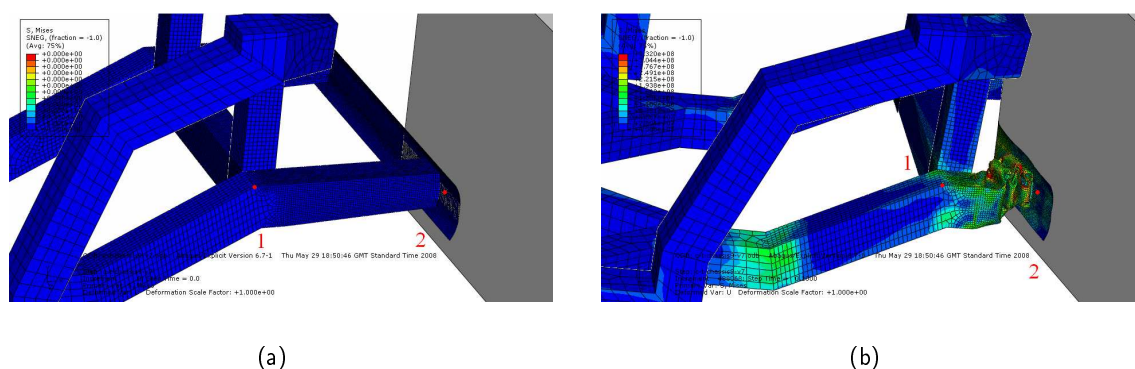


Figura 6.18: Compressão da extremidade das longarinas da estrutura otimizada de Alumínio (a) antes do impacto e (b) estrutura depois do impacto.

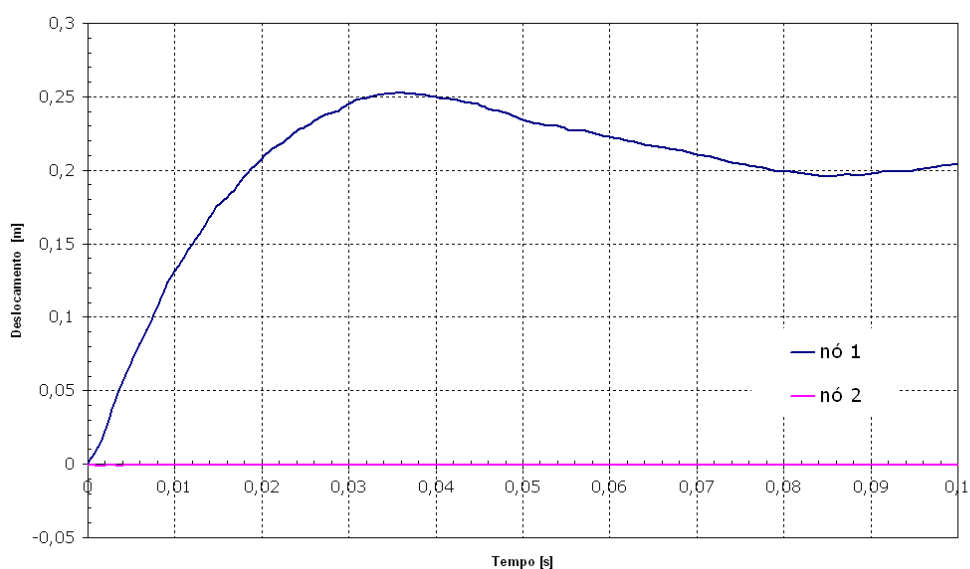


Figura 6.19: Medição da compressão das extremidades das longarinas da estrutura de Alumínio.

6.7.3 Resultados

A análise visual do estado de tensão da estrutura durante o impacto permite concluir que a mera introdução de espuma por si só não melhora a prestação de *crashworthiness* da estrutura. Na figura 6.28 encontra-se a distribuição das tensões na estrutura 0.0136 s após o impacto. Através de uma comparação com a imagem da figura 6.29, percebe-se que a espuma induz o efeito oposto ao desejado. Na imagem da figura 6.29, para o mesmo instante de tempo, as maiores tensões estão localizadas, principalmente, nas extremidades das longarinas, e com menor magnitude, nos ângulos das longarinas e na base do pilar B, por serem pontos concentradores de tensões. Na estrutura com espuma, na figura 6.28, as extremidades das longarinas estão sujeitas a tensões bastantes baixas. Pelo contrário, o resto da estrutura encontra-se bastante solicitado, principalmente na parte superior. O ângulo das longarinas encontra-se já bastante deformado, o que não chega a acontecer na estrutura sem espuma.

A explicação para estes resultados está relacionada com o aumento da rigidez das extremidades das longarinas. Como todas as secções de tubo foram preservadas, o efeito predominante da

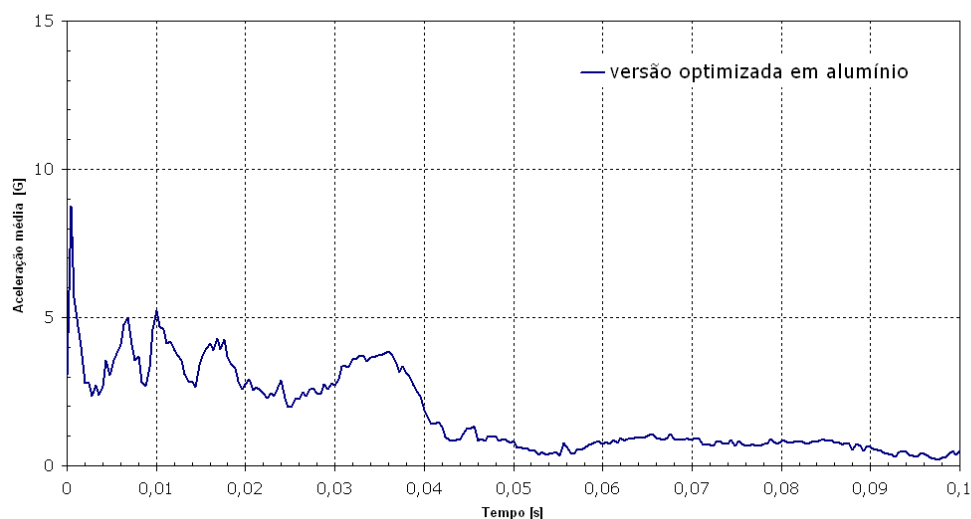


Figura 6.20: Aceleração da versão otimizada da estrutura de Alumínio.

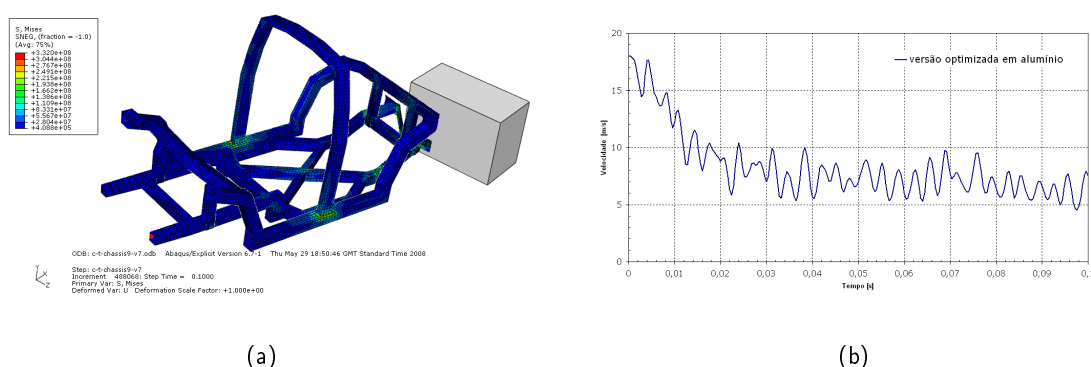


Figura 6.21: Medida  o da velocidade num ponto da estrutura: (a) ponto onde a velocidade foi medida e (b) magnitude da velocidade num ponto da estrutura.

adição de espuma de Alumínio foi um aumento de rigidez. Como tal, a zona da estrutura que deveria absorver a energia de impacto passa a transmitir a energia de impacto   restante estrutura, deformando-a antes que haja deformação significativa das extremidades das longarinas.

Esta rigidez excessiva das extremidades das longarinas traduz-se em maiores acelerações, conforme se pode observar no gráfico da figura 6.30, onde são comparadas as acelerações na estrutura otimizada de Alumínio com e sem espuma. A estrutura com espuma atinge acelerações máximas de 11 g, enquanto que a estrutura sem espuma apenas chega aos 8.8 g. Por outro lado, a aceleração da estrutura com espuma   maior do que a da estrutura sem espuma em toda a gama do gráfico. Não sendo valores críticos para a integridade dos passageiros, a opção pela espuma falha claramente no objectivo de localizar a absorção da energia de impacto nas extremidades das longarinas.

De forma a aproveitar as propriedades da espuma de Alumínio de forma a melhorar o *crash-worthiness* da estrutura automóvel, seria necessário fazer um estudo de optimização que levasse em linha de conta a secção do tubo — dimensões do tubo e espessura — e a densidade da

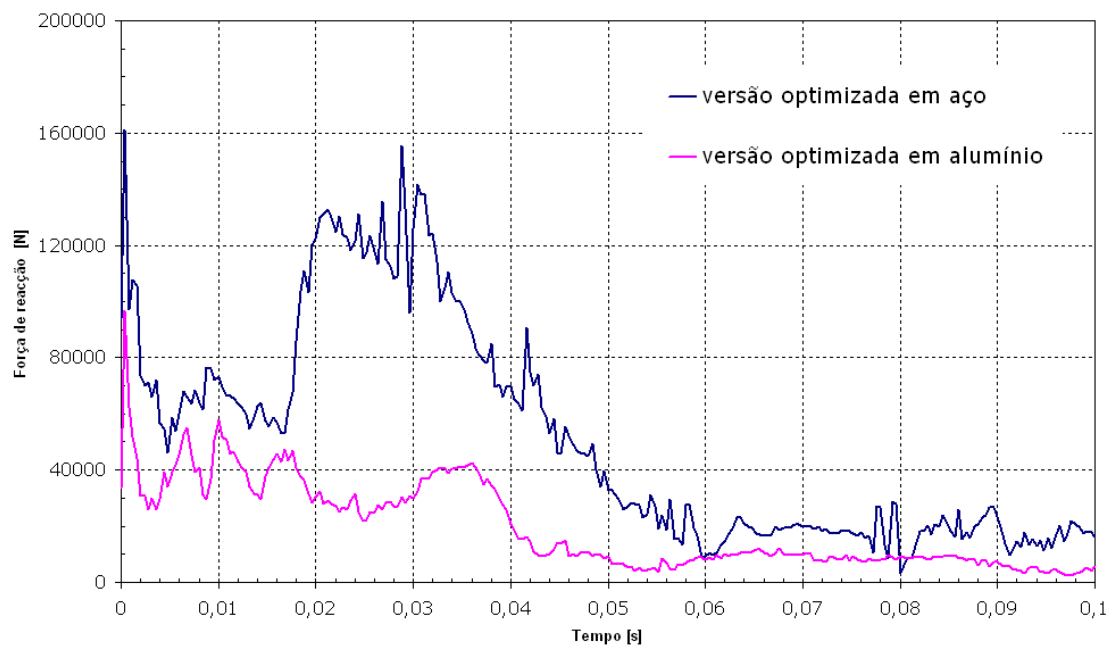


Figura 6.22: gráfico força-tempo das estruturas de aço e de Al m nio.

espuma. Neste estrutura em particular, a rigidez da zona frontal teria de ser dimin  da, o que seria conseguido através da diminuição da sec  o dos tubos das extremidades das longarinas e, eventualmente, da espessura. Desta forma, seria também conseguida uma diminuição de peso pretendida para a estrutura.

6.8 Valores de rigidez da estrutura otimizada para o impacto

As estruturas otimizadas foram de novo sujeitas a análise est tica, de modo a determinar a sua rigidez   torção. Os procedimentos do Capítulo 4 foram aqui repetidos. As alterações da geometria não implicaram uma modificação do raio de aplicação da força. Os resultados para a estrutura otimizada nos dois materiais são apresentados nas tabelas 6.4 e 6.5 e no gráfico da figura 6.31.

Tabela 6.4: Valores da rigidez   torção na estrutura otimizada de Al m nio.

Raio [m]	Força [N]	Binário [N.m]	Deslocamento [mm]	Rotação [�]	Rigidez [N.m/�]
0.4175	100	83.5	0.601	0.001	58054
0.4175	200	167.0	1.201	0.003	58054
0.4175	300	250.5	1.801	0.004	58070
0.4175	400	334.0	2.402	0.006	58054
0.4175	500	417.5	3.002	0.007	58063

A estrutura otimizada conseguiu maior rigidez em ambos os materiais, afastando-se ainda mais dos valores de referência da tabela 4.4. Comparando os valores médios com os valores das tabelas 4.2 e 4.3, a estrutura de aço apresenta uma rigidez de 158943 N.m/ , correspondendo a um aumento de 23%, e a rigidez da estrutura de Al m nio foi aumentada em 23%, para 58059 N.m/ . O aumento da rigidez na travessa devido   nova posição das garras estará na base do aumento da rigidez   torção.

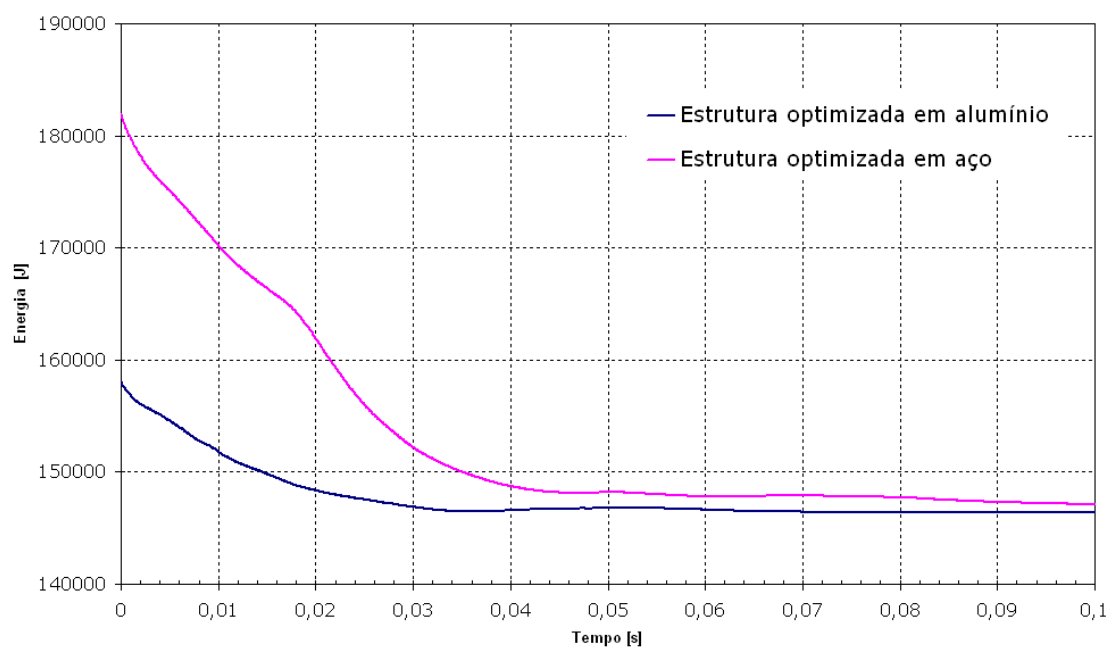


Figura 6.23: Dissipação da energia cinética pela estrutura nos dois materiais.

Tabela 6.5: Valores da rigidez à torção na estrutura otimizada de aço.

Raio [m]	Força [N]	Binário [N.m]	Deslocamento [mm]	Rotação [°]	Rigidez [N.m/°]
0.4175	100	83.5	0.219	0.001	158966
0.4175	200	167.0	0.439	0.001	158966
0.4175	300	250.5	0.658	0.002	158942
0.4175	400	334.0	0.877	0.002	158948
0.4175	500	417.5	1.097	0.003	158894

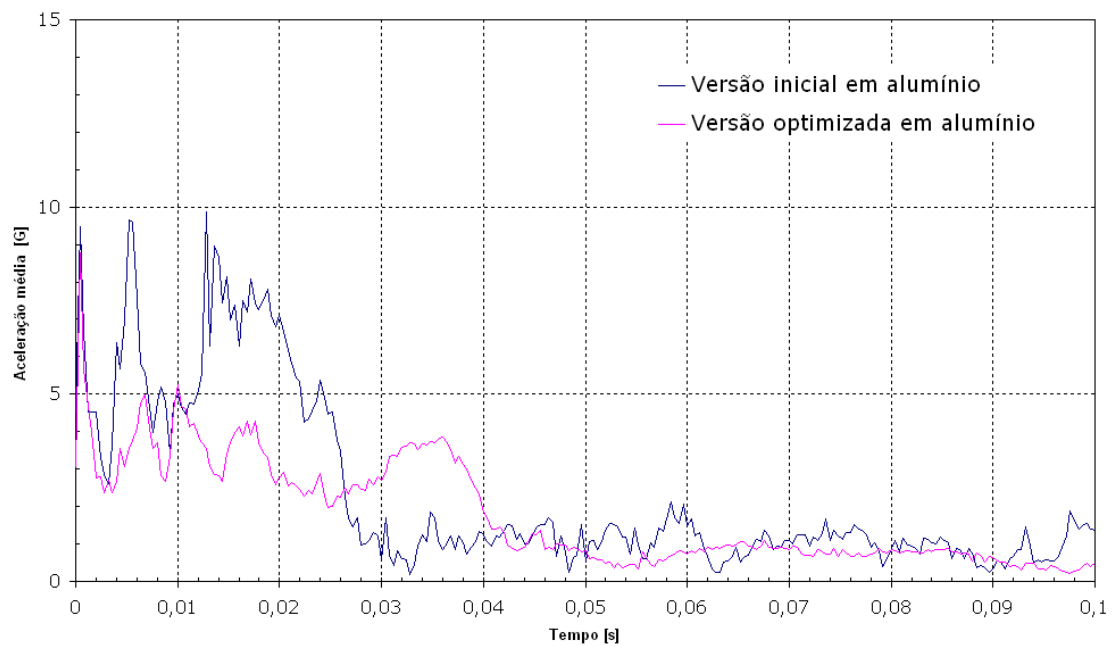


Figura 6.24: Acelerações das estruturas inicial e otimizada de Alumínio.

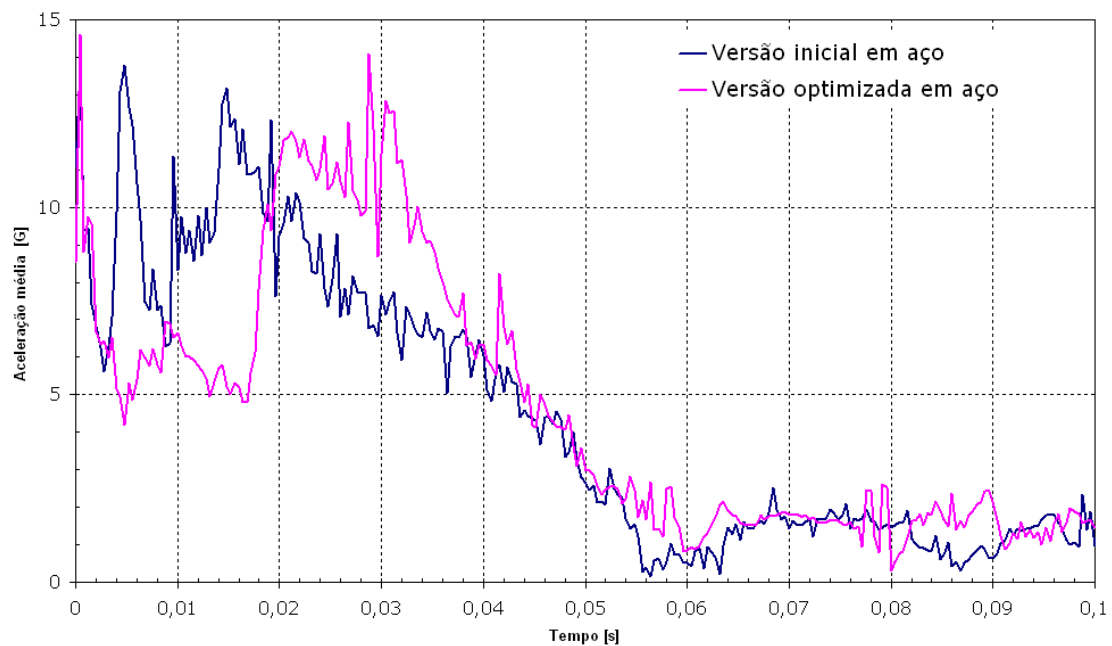


Figura 6.25: Acelerações das estruturas inicial e otimizada de a  o.

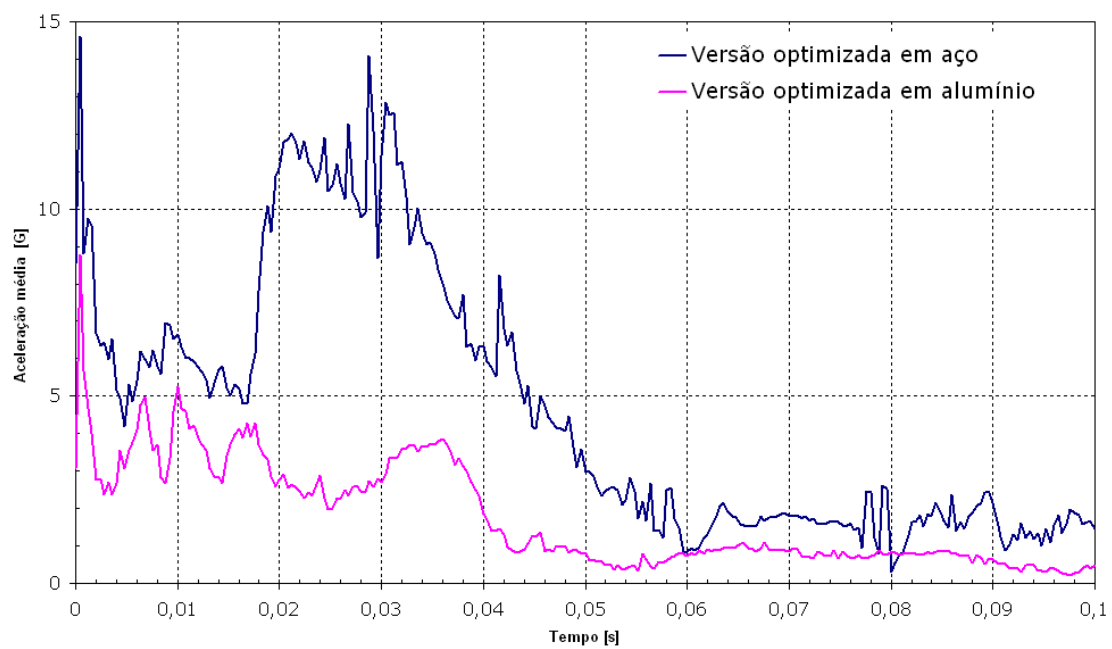


Figura 6.26: Acelerações das estruturas otimizadas de aço e de Alumínio.

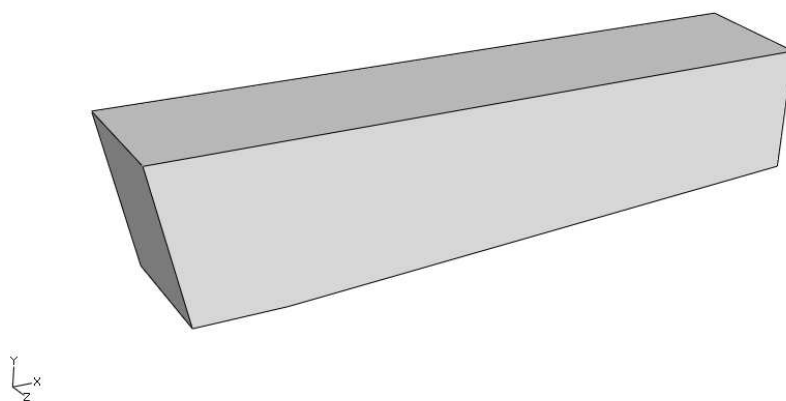


Figura 6.27: Bloco de espuma de Alumínio introduzido na estrutura.

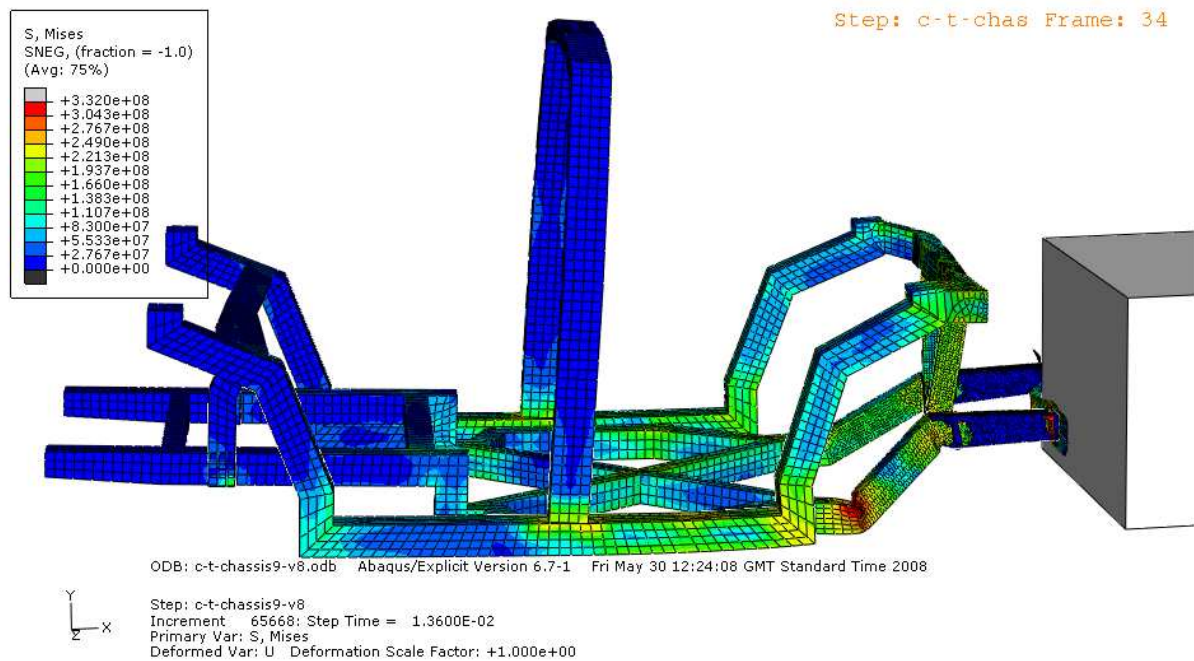


Figura 6.28: Estado de tensão da estrutura otimizada de Alumínio com espuma de Alumínio.

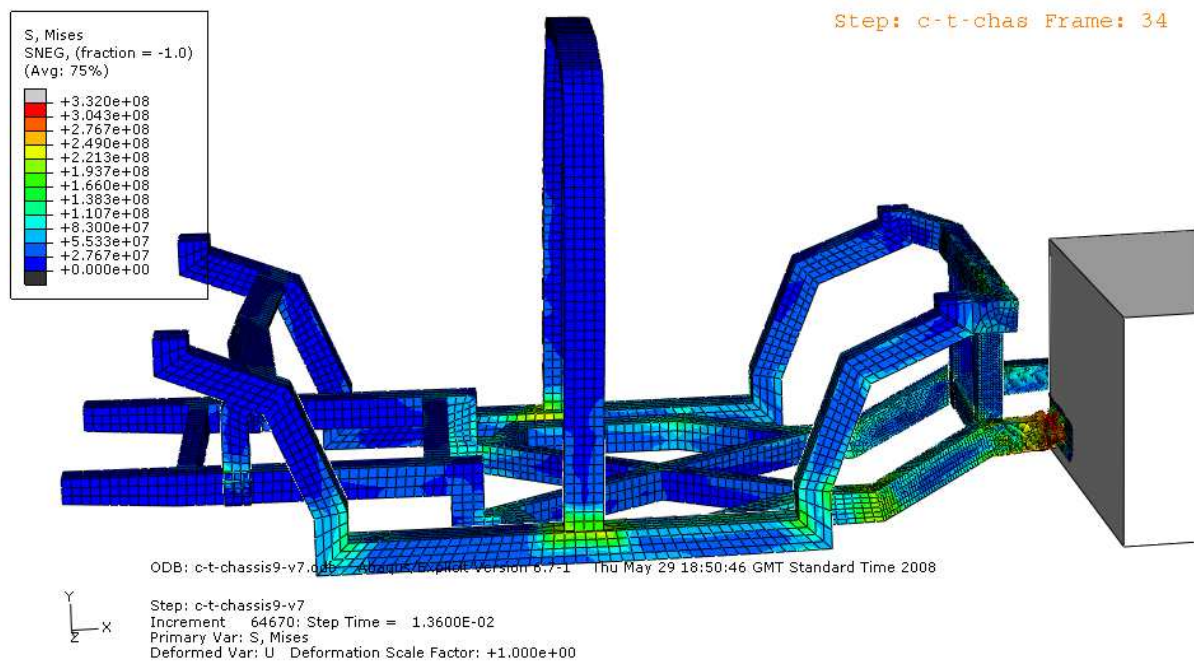


Figura 6.29: Estado de tensão da estrutura otimizada de Alumínio com espuma de Alumínio.

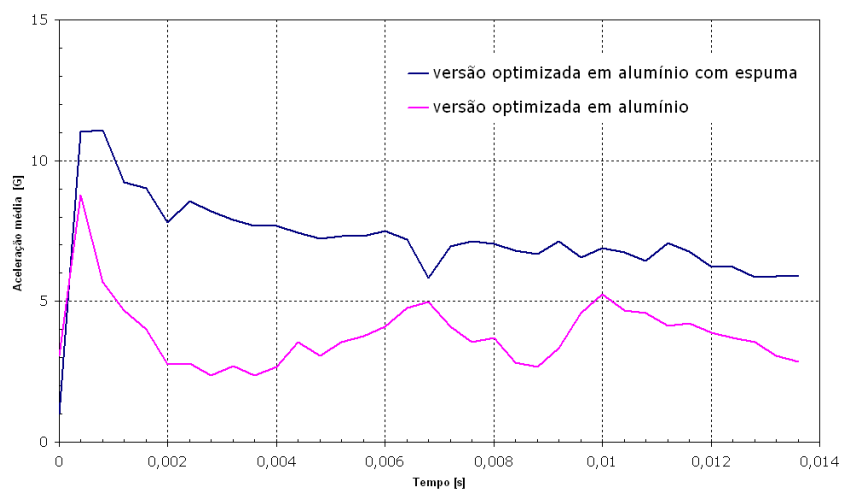


Figura 6.30: Aceleração da estrutura otimizada de Alumínio com e sem espuma de Alumínio.

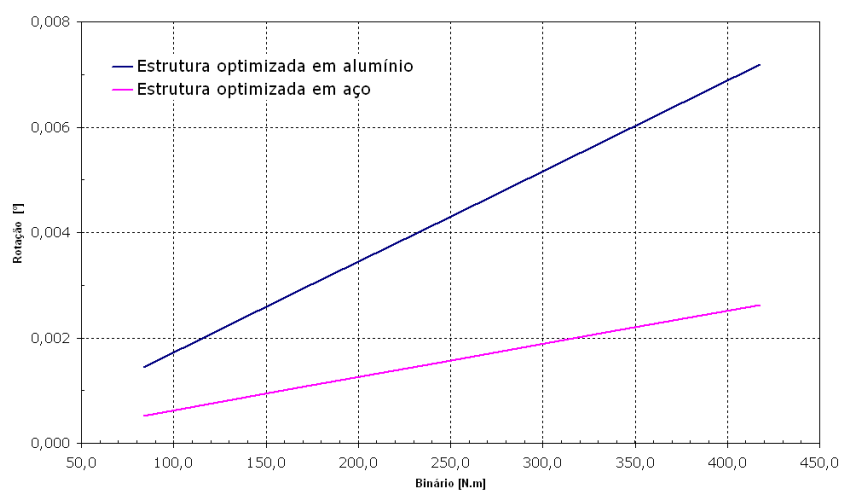


Figura 6.31: Gráfico da rotação das estruturas otimizadas de aço e de Alumínio em função do binário aplicado.

Parte III

Conclusões gerais

Capítulo 7

Considerações finais

Apresentam-se as principais conclusões do trabalho desenvolvido e respectivos resultados, assim como algumas propostas de trabalho a desenvolver no futuro.

7.1 Conclusões gerais

Este trabalho tinha como principal objectivo modelar a estrutura de um veículo automóvel e estudar o seu comportamento em impacto, de modo a optimizá-la para obter resultados de *crashworthiness* que assegurassem a segurança dos passageiros. O conceito do veículo para o qual foi proposta uma estrutura, foi desenvolvido por um designer que colaborou neste trabalho.

Inicialmente começou-se por modelar uma estrutura, recorrendo a um *software* CAD comercial. A rigidez à torção desta estrutura foi determinada através de simulação numérica, usando as propriedades de dois materiais, uma liga de aço e uma liga de Alumínio, e os resultados foram comparados com valores de referência. A mesma estrutura, usando os dois materiais, foi testada em impacto frontal segundo as regras indicadas pela EuroNCAP. Os resultados foram analisados com base em alguns parâmetros de *crashworthiness*, como a absorção de energia de impacto, a intrusão no espaço dos ocupantes e a aceleração média a que a estrutura é sujeita. A partir da análise destes resultados, procedeu-se à optimização da estrutura, através da modificação da geometria. A estrutura optimizada, usando os mesmos dois materiais, foi testada em impacto frontal e os resultados foram comparados com os da estrutura inicial. Por fim, a estrutura optimizada de Alumínio, com aplicação de espuma de Alumínio, foi modelada e testada em impacto frontal.

O desenho da estrutura foi baseado nas práticas da indústria automóvel apresentadas no Estado da Arte (Secção 2). A estrutura foi modelada em *software* CAD comercial, respeitando as medidas do veículo proposto pelo *designer*. Esta estrutura nos dois materiais, um aço e uma liga de Alumínio, foi sujeita a análise estática com o propósito de determinar a rigidez à torção. Os resultados obtidos revelaram ser significativamente maiores do que os valores de referência de automóveis disponíveis no mercado. No entanto, estes valores foram utilizados, de modo a haver espaço de manobra no processo de optimização para reduzir a quantidade de material sem que isso implicasse perda de rigidez para valores abaixo dos praticados.

Estando confirmado que a estrutura tinha a rigidez pretendida, foi objecto de análise dinâmica. O ensaio consistiu num impacto frontal contra uma barreira rígida, segundo as normas da EuroNCAP. Os resultados das simulações foram analisados sob vários critérios de *crashworthiness*: absorção de energia, intrusão no habitáculo dos ocupantes e aceleração média. Chegou-se à conclusão que a forma como os elementos da estrutura se entre ligavam na zona da frente conferiam

um excesso de rigidez. Deste modo, as extremidades das longarinas, não podiam deformar, formando dobras, e transmitiam à estrutura a energia de impacto que não era absorvida através desta deformação. Sendo a energia absorvida por um corpo demasiadamente rígido, induzia acelerações elevadas durante períodos de tempo consideráveis. O comportamento da aceleração média foi semelhante para a estrutura nos dois materiais, embora a de aço estivesse sujeita a acelerações mais elevadas. Em relação à energia absorvida, a menor densidade da liga de Alumínio contribuiu para a diminuição da energia cinética inicial. A intrusão no habitáculo não apresentou diferenças significativas devido à influência dos materiais.

A partir destas conclusões, a estrutura foi modificada de modo a otimizar o seu comportamento em situação de impacto. Os elementos que conferiam excesso de rigidez à frente da estrutura foram deslocados para uma zona que não influenciasse a formação de dobras nas extremidades das longarinas. A estrutura otimizada em Alumínio conseguiu melhores resultados de *crashworthiness*, em comparação com a versão inicial, não se passando o mesmo com a estrutura em aço. Na estrutura de Alumínio, a maior parte da energia de impacto passou a ser absorvida pelas extremidades das longarinas através da formação de dobras. A magnitude da aceleração média baixou, relativamente à estrutura inicial de Alumínio. Na estrutura em aço, as extremidades das longarinas não conseguiram absorver toda a energia de impacto, sendo uma parte da energia transmitida à restante estrutura, e responsável pelo aumento da aceleração média. A intrusão no espaço dos ocupantes não foi significativamente melhorada através do processo de optimização. Sendo os melhores resultados de *crashworthiness* verificados na estrutura optimizada de Alumínio, esta foi escolhida para averiguar se a inclusão de espuma de Alumínio melhoraria o seu comportamento em impacto. Chegou-se à conclusão que a simples aplicação de espuma produziu o efeito indesejável de aumentar a rigidez da frente da estrutura. Nestas condições, a energia de impacto foi absorvida principalmente por outros elementos da estrutura que não as extremidades das longarinas, causando grandes deformações no habitáculo dos passageiros. De modo a que as propriedades das espumas metálicas contribuam positivamente para o *crashworthiness* do veículo, seria necessário fazer um estudo que as conjugasse com as propriedades e geometria da estrutura onde a espuma é aplicada.

A estrutura optimizada foi testada à torção. Os resultados obtidos foram superiores aos da versão inicial da estrutura, em ambos os materiais.

Com este trabalho concluiu-se também que a análise pelo método dos elementos finitos, recorrendo ao *software* comercial ABAQUS, é válida para a simulação de impacto, permitindo optimizar e comparar modelos, e evitando os custos associados à experimentação.

7.2 Trabalho Futuro

Este trabalho deixa em aberto duas linhas possíveis de desenvolvimento da estrutura optimizada apresentada: a diminuição da rigidez à torção e a optimização com recurso às espumas de Alumínio.

Como foi referido anteriormente, a estrutura tem uma rigidez à torção muito superior aos valores das estruturas de automóveis disponíveis no mercado. Isto significa que há uma margem que pode ser aproveitada para reduzir a massa da estrutura. Poderia ser feito um estudo com o objectivo de reduzir as secções de tubo utilizadas, de modo a aproximar dos valores referência a rigidez da estrutura. Este processo, que envolveria o uso de secções menos resistentes, levaria a uma redução significativa do peso da estrutura.

O estudo efectuado neste trabalho sobre a aplicação espuma de Alumínio não se traduziu em resultados benéficos para o *crashworthiness* do veículo. Contudo, as vantagens das espumas metálicas são unanimemente reconhecidas. Um estudo das variáveis geométricas da parte da frente da estrutura e das propriedades físicas da espuma aplicada permitiria chegar a uma combinação que aproveitasse as melhores propriedades do material da estrutura e da espuma, podendo ainda

reduzir algum peso.

Apresentam-se as tabelas com os dados de curvas
tensão-deformação reais dos materiais usados durante
este trabalho.

Apêndice A

Curvas tensão-deformação reais

Tabela A.1: Dados da curva tensão-deformação real do aço utilizado.

Tensão real [MPa]	Deformação real
259.8	0
303.5	0.018279742
335.2	0.037602505
361.6	0.056588444
385.0	0.075237449
406.5	0.093555959
426.6	0.111552612
445.8	0.129236801
464.3	0.146618077
482.2	0.163705884
499.7	0.180509427
582.8	0.260563388
662.2	0.334708009
740.0	0.403747792
894.2	0.529012758
971.5	0.586221378
1127	0.691676622
1524	0.915018269

Tabela A.2: Dados da curva tensão-deformação real do alumínio utilizado.

Tensão real [MPa]	Deformação real
220	1.1088E-07
220	0.000102207
224	0.001028816
227	0.00196496
230	0.002907925
232	0.003855941
234	0.004807785
250	0.014415765
261	0.024045782
270	0.033631767
277	0.043153345
284	0.052602111
290	0.061974227
296	0.071267984
302	0.08048279
307	0.08961869
312	0.09867611
318	0.107655718
322	0.116558334
327	0.125384876
332	0.134136328

Tabela A.3: Dados da curva da encruamento da espuma de alumínio.

Tensão [MPa]	Deformação plástica
5150000	0
5540000	0.064
6140000	0.1476
6800000	0.224
7580000	0.2936
8670000	0.3565
10900000	0.4086
44700000	0.53
416000000	0.54

Lista de Figuras

2.1	Estrutura de um Ford T, construída em madeira.	10
2.2	Lancia Lambda, de 1922.	10
2.3	Estrutura monocoque do Citroën Traction Avant, de 1934.	11
2.4	Carroçaria do Chevrolet Corvette, de 1953.	11
2.5	Chassis do Lotus Elan, de 1962.	12
2.6	<i>Chassis do Fiat VSS, de 1978.</i>	13
2.7	<i>Chassis e sub-chassis do Pontiac Fiero, de 1981.</i>	13
2.8	Chassis monobloco.	14
2.9	Grandezas em estudo durante o impacto [3] e seu interrelacionamento.	14
2.10	Elementos da estrutura de um automóvel [4].	16
2.11	Rails de protecção [5].	16
2.12	Sistema de atenuação de impacto Connecticut [6].	17
2.13	Áreas de aplicação das espumas de Alumínio de acordo com as suas propriedades [7].	17
2.14	Propriedades físicas e mecânicas de várias espumas metálicas disponíveis no mercado	18
2.15	Ensaio de compressão uniaxial de dois provetes de espuma de alumínio com densidades diferentes [9].	19
2.16	Preenchimentos de uma peça oca com espuma de Alumínio através de percussor metálico [10].	19
2.17	Protótipo da Karmann de um chassis revestido com painéis de espuma de alumínio.	20
2.18	Localização de espuma para diferentes efeitos de reforço num Audi A8 [12].	20
2.19	Contribuição das componentes de uma estrutura para absorção de impacto [14].	22
2.20	Influência da espuma no mecanismo de formação de dobras [14].	23
2.21	Influência das nervuras no mecanismo de formação de dobras.	23
2.22	Comportamento da força sobre uma estrutura de absorção de impacto: (a) cilíndrica; (b) com ponta afunilada.	24
3.1	Estudo de várias opções para a carroçaria do veículo.	28
3.2	Estudo da disposição de alguns componentes no espaço do veículo.	29
3.3	Modelo CAD do automóvel.	29
3.4	Transparência para o interior do veículo.	30
3.5	Foto-realismo do automóvel.	30
3.6	Topo da estrutura	31
3.7	Base da estrutura	31
3.8	Longarinas	31
3.9	Estrutura proposta	32
4.1	Condições de fronteira da simulação para a determinação da rigidez à torção-	34
4.2	Malha de elementos finitos aplicada ao modelo.	34

4.3	Deslocamento vertical da estrutura em Alumínio num ensaio à torção (factor de escala $6.306e+01$).	35
4.4	Visualização esquemática dos deslocamentos verticais do <i>chassis</i> (factor de escala $8.601e+2$).	35
4.5	Gráfico da rotação das estruturas em aço e em alumínio em função do binário aplicado.	37
4.6	Distribuição das tensões na estrutura em aço, com binário máximo.	37
4.7	Distribuição das tensões na estrutura em Alumínio, com binário máximo.	38
5.1	Condições dos testes de impacto frontal da EURO NCAP [20].	41
5.2	Condições de fronteira da simulação: (a) vista de perfil da estrutura com condições fronteira aplicadas; (b) vista de cima, e com o desvio da estrutura em relação à barreira.	41
5.3	Malha de elementos finitos aplicada ao modelo: (a) identificação dos componentes da estrutura; (b) dimensão de malha utilizada.	42
5.4	Evolução da força com o tempo e indicação dos momentos importantes do impacto para a estrutura de aço.	43
5.5	Transformação da energia cinética em energia interna, na estrutura de aço, em função do tempo.	44
5.6	Componentes da energia dissipada pela estrutura de aço.	45
5.7	Intrusão da estrutura de aço no espaço dos ocupantes: (a) delimitação do habitáculo; (b) deformada da estrutura e medição do comprimento final.	46
5.8	Medição da intrusão máxima da estrutura de aço no espaço dos ocupantes.	46
5.9	Compressão da extremidade das longarinas da estrutura de aço: (a) estrutura antes do impacto; (b) estrutura depois do impacto.	47
5.10	Medição da compressão das extremidades das longarinas da estrutura de aço.	47
5.11	Aceleração da versão inicial da estrutura de aço.	48
5.12	Medição da velocidade num ponto da estrutura: (a) ponto onde a velocidade foi medida e (b) Magnitude da velocidade num ponto da estrutura.	48
5.13	Momentos importantes do impacto da estrutura de alumínio.	49
5.14	Gráfico da energia cinética e da energia interna, na estrutura de alumínio, em função do tempo.	50
5.15	Componentes da energia dissipada pela estrutura de alumínio.	51
5.16	Intrusão da estrutura de alumínio no espaço dos ocupantes: (a) delimitação do habitáculo; (b) deformada da estrutura e medição do comprimento final.	51
5.17	Medição da intrusão da estrutura de alumínio no espaço dos ocupantes.	52
5.18	Compressão da extremidade das longarinas da estrutura de alumínio: (a) antes do impacto e (b) depois do impacto.	52
5.19	Compressão das extremidades das longarinas da estrutura de alumínio.	53
5.20	Aceleração da versão inicial da estrutura de alumínio.	55
5.21	Velocidade de um ponto na extremidade traseira da longarina.	55
5.22	Força exercida pela estrutura de aço e em Alumínio na barreira.	56
5.23	Dissipação da energia cinética para as estruturas em aço e Alumínio.	56
5.24	Comparação das acelerações médias da estrutura de aço e de Alumínio num dos pontos.	57
6.1	Esquema da absorção de impacto de um veículo.	60
6.2	Optimização através da modificação da estrutura: (a) estrutura inicial e (b) estrutura otimizada.	61
6.3	Malha de elementos finitos aplicada ao modelo da estrutura otimizada.	62

6.4	Momentos importantes do impacto (estrutura de aço).	63
6.5	Evolução da energia cinética e da energia interna ao longo do tempo, na estrutura otimizada de aço.	64
6.6	Componentes da energia dissipada pela estrutura de aço.	65
6.7	Intrusão da estrutura de aço no espaço dos ocupantes; (a) delimitação do habitáculo e (b) deformada da estrutura e medição do comprimento final.	66
6.8	Medição da intrusão da estrutura de aço no espaço dos ocupantes.	66
6.9	Compressão da extremidade das longarinas da estrutura de aço: (a) antes do impacto e (b) depois do impacto.	67
6.10	Medição da compressão das extremidades das longarinas da estrutura de aço. . .	67
6.11	Aceleração da versão otimizada da estrutura de aço.	68
6.12	Medição da velocidade num ponto da estrutura: (a) ponto onde a velocidade foi medida e (b) magnitude da velocidade num ponto da estrutura.	68
6.13	Momentos importante do impacto (estrutura de Alumínio).	69
6.14	Evolução da energia cinética e da energia interna ao longo do tempo, na estrutura otimizada de Alumínio.	70
6.15	Componentes da energia dissipada pela estrutura de Alumínio.	71
6.16	Medição da intrusão da estrutura de Alumínio no espaço dos ocupantes.	72
6.17	Compressão da extremidade das longarinas da estrutura de Alumínio: (a) antes do impacto e (b) depois do impacto.	72
6.18	Compressão da extremidade das longarinas da estrutura otimizada de Alumínio (a) antes do impacto e (b) estrutura depois do impacto.	73
6.19	Medição da compressão das extremidades das longarinas da estrutura de Alumínio. . .	73
6.20	Aceleração da versão otimizada da estrutura de Alumínio.	74
6.21	Medição da velocidade num ponto da estrutura: (a) ponto onde a velocidade foi medida e (b) magnitude da velocidade num ponto da estrutura.	74
6.22	gráfico força-tempo das estruturas de aço e de Alumínio.	75
6.23	Dissipação da energia cinética pela estrutura nos dois materiais.	76
6.24	Acelerações das estruturas inicial e otimizada de Alumínio.	77
6.25	Acelerações das estruturas inicial e otimizada de aço.	77
6.26	Acelerações das estruturas otimizadas de aço e de Alumínio.	78
6.27	Bloco de espuma de Alumínio introduzido na estrutura.	78
6.28	Estado de tensão da estrutura otimizada de Alumínio com espuma de Alumínio. . .	79
6.29	Estado de tensão da estrutura otimizada de Alumínio com espuma de Alumínio. . .	79
6.30	Aceleração da estrutura otimizada de Alumínio com e sem espuma de Alumínio. . .	80
6.31	Gráfico da rotação das estruturas otimizadas de aço e de Alumínio em função do binário aplicado.	80

Lista de Tabelas

2.1	Impacto a várias gamas de velocidade [2].	13
4.1	Propriedades físicas do aço e do Alumínio utilizados.	33
4.2	Valores da rigidez à torção na estrutura em Alumínio.	36
4.3	Valores da rigidez à torção na estrutura em aço.	36
4.4	Valores de referência para a rigidez à torção.	38
5.1	Propriedades mecânicas do aço e do Alumínio utilizados.	39
5.2	Dados da simulação da estrutura inicial.	42
5.3	Deformação de elementos da estrutura.	53
5.4	Parâmetros de avaliação de <i>crashworthiness</i> de veículos automóveis vigentes na Europa [21].	54
5.5	Valores toleráveis pelo corpo humano de aceleração durante um determinado tempo.	54
6.1	Dados da simulação da estrutura otimizada.	61
6.2	Absorção da energia cinética nas estruturas em estudo.	69
6.3	Deformação de elementos da estrutura.	69
6.4	Valores da rigidez à torção na estrutura otimizada de Alumínio.	75
6.5	Valores da rigidez à torção na estrutura otimizada de aço.	76
A.1	Dados da curva tensão-deformação real do aço utilizado.	87
A.2	Dados da curva tensão-deformação real do alumínio utilizado.	88
A.3	Dados da curva da encruamento da espuma de alumínio.	88

Bibliografia

- [1] <http://www.carbodydesign.com/articles/2005-04-13-chassis-history/2005-04-13-chassis-history-1.html>.
- [2] Filipe Teixeira-Dias. Workshop de impacto e balística. 2008.
- [3] A. G. Hanssen, M. Langseth, and O. S. Hopperstad. Static and dynamic crushing of square aluminium extrusions with aluminium foam filler. *International Journal of Impact Engineering*, 24(4):347–383, April 2000.
- [4] Guoxing Lu and Tongxi Yu. *Energy absorption of structures and materials*. Woodhead Publishing Limited, 2003.
- [5] <http://www.cavalierfence.com/images/galvanized.jpg>.
- [6] <http://www.ct.gov/dot/lib/dot/images/iresearch/cias-left-side-exit32a-400x.jpg>.
- [7] John Banhart. Aluminium foams for lighter vehicles. *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 37, Nos. , 2005, 37(2/3):114–125, 2005.
- [8] H.R. Zarei and M. Kröger. Bending behavior of empty and foam-filled beams: Structural optimization. *International Journal of Impact Engineering*, 35(6):521–529, June 2008.
- [9] Filipe Teixeira-Dias. Manufacture, testing and utilization of leight-weight armour materials. In *Manufacture, Testing and Utilization of Leight-Weight Armour Materials*, 2003.
- [10] Ing. Catrin Kammer. Aluminium foam. 1999.
- [11] N. A. Fleck L. J. Gibson J. W. Hutchinson H. N. G. Wadley M. F. Ashby, A. G. Evans. *Metal Foams: A Design Guide*. 2000. Butterworth-Heinemann, 2000.
- [12] Vitor Miranda. Sobre a utilização de tubos preenchidos com espuma de alumínio para protecção contra impacto. 2007.
- [13] Dong-Kuk Kim and Sunghak Lee. Impact energy absorption of 6061 aluminum extruded tubes with different cross-sectional shapes. *Materials & Design*, 20(1):41–49, March 1999.
- [14] A. G. Hanssen, M. Langseth, and O. S. Hopperstad. Optimum design for energy absorption of square aluminium columns with aluminium foam filler. *International Journal of Mechanical Sciences*, 43(1):153–176, January 2001.
- [15] H.R. Zarei and M. Kroger. Optimization of the foam-filled aluminum tubes for crush box application. *Thin-Walled Structures*, 46(2):214–221, February 2008.
- [16] S. Shahbeyk, A. Vafai, and N. Petrinic. Axial crushing of metal foam-filled square columns: Foam density distribution and impactor inclination effects. *Thin-Walled Structures*, 43(12):1818–1830, December 2005.

-
- [17] G.M. Nagel and D.P. Thambiratnam. Computer simulation and energy absorption of tapered thin-walled rectangular tubes. *Thin-Walled Structures*, 43(8):1225–1242, August 2005.
- [18] Tadaharu Adachi, Atsuo Tomiyama, Wakako Araki, and Akihiko Yamaji. Energy absorption of a thin-walled cylinder with ribs subjected to axial impact. *International Journal of Impact Engineering*, 35(2):65–79, February 2008.
- [19] Massimiliano Avalle and Giorgio Chiandussi. Optimisation of a vehicle energy absorbing steel component with experimental validation. *International Journal of Impact Engineering*, 34(4):843–858, April 2007.
- [20] <http://www.euroncap.com/tests/frontimpact.aspx>. 2008.
- [21] Crash analysis criteria description. 2005.
- [22] <http://en.wikipedia.org/wiki/g-force>.
- [23] Abaqus theory manual, version 6.6, hibbit, karlsson and sorensen inc.